

АВТОМОБИЛЬНЫЕ

ДВИГАТЕЛИ

--	--	--	--	--	--

6Т2.11

A22

УДК 621.43:629.113(07)

**Авторы: В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов, Ю. А. Степанов,
В. И. Трусов, М. С. Ховах**

Рецензент кафедры «Комбинированные двигатели» МВТУ им. Н. Э. Баумана

**Автомобильные двигатели. Под ред. М. С. Ховаха. М.,
A22 «Машиностроение», 1977.**

591 с. с ил.

На обороте тит л. авт В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др.

В учебнике рассмотрена теория автомобильных поршневых двигателей, а также изложены их конструкция и расчет

Во втором издании расширены разделы по токсичности и шумности работы двигателей и особенностям их работы на неустановившихся режимах. Описаны рабочие процессы роторно-поршневых и газотурбинных двигателей и других энергетических установок.

A $\frac{31803-209}{038(01)-77}$ 209-77

6Т2.11

Предисловие

Учебник составлен по программе курса «Автомобильные двигатели» по специальности «Автомобильный транспорт». Содержание учебника в его теоретической и расчетной частях соответствует программам курсов для студентов, которые специализируются в области быстроходных автотракторных двигателей.

В основу изложения материала положен классический метод теоретического анализа процессов, характеризующих протекание действительного цикла в двигателе и его отдельных агрегатах, кинематики и динамики шатунно-кривошипного механизма и расчета узлов и деталей с учетом знакопеременной нагрузки. Основы теории рассмотрены с учетом специфики работы быстроходных двигателей с искровым зажиганием и с воспламенением от сжатия, учтены особенности работы этих двигателей в условиях эксплуатации и характер протекания отдельных процессов в них.

В книге рассмотрены автомобильные двигатели, работающие в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов. Анализ отдельных процессов и рекомендуемые для применения в расчетах опытные коэффициенты базируются на данных, полученных при исследовании современных быстроходных двигателей.

Авторы стремились показать взаимную связь между отдельными процессами, их влияние на расчетные параметры при характерных для автомобильного двигателя эксплуатационных режимах, а также на условия работы узлов и деталей двигателя и их долговечность.

В отличие от первого издания учебника во втором издании расширен анализ действительного цикла, значительно больше внимания уделено вопросам образования токсических компонентов и продуктах сгорания и методам их снижения. В специальной главе рассмотрены возможные перспективы применения, наряду с поршневыми двигателями, других энергетических установок. В связи с расширением сферы использования газовых двигателей в учебнике этому вопросу уделено больше внимания по сравнению с первым изданием. Увеличивающееся применение в дизелях автотракторного типа их форсирования наддувом привело к необходимости более подробного изложения данного вопроса во втором издании учебника.

Учебник составлен коллективом преподавателей кафедры «Авто-тракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного института. В первой части введение, гл. I—V, VII—XII, XXVII и приложение I написаны проф. д-ром техн. наук М. С. Ховахом, гл. VI — проф. д-ром техн. наук А. Н. Воиновым; гл. XIII — проф. д-ром техн. наук В. М. Архангельским; гл. XIV и XV — доц. канд. техн. наук В. И. Трусковым (§ 6 гл. XIV написан доц. канд. техн. наук А. С. Хачияном). Вторая часть учебника и приложение II написаны проф. Ю. А. Степановым, третья — доц. канд. техн. наук М. М. Вихертом.

Введение

Механическую энергию, необходимую для привода в действие различных машин и выработки электрической энергии, можно получить путем использования тепловой, гидравлической, солнечной энергии и энергии ветра. Гидравлическая энергия широко используется для получения электрической, однако ее ресурсы сравнительно ограничены. Энергия ветра и тем более солнечная намного превышают потребности человечества, но эти виды энергии пока еще трудно реализуемы. Наиболее широко используют тепловую энергию, получаемую из органического и ядерного топлива. Большинство транспортных установок работают на жидком топливе, некоторые — на газообразном.

При химических реакциях углеводородов топлива с кислородом воздуха можно легко использовать часть выделяющейся теплоты для превращения ее в механическую работу.

На наземном транспорте наиболее распространены двигатели внутреннего сгорания. Эти двигатели отличаются компактностью, высокой экономичностью и долговечностью и применяются во всех отраслях народного хозяйства.

Начало развития двигателей внутреннего сгорания относится к 60-м годам прошлого века (двигатель Лемуара — 1860 г., Франция, двигатель Н. Отто и Э. Лангена — 1867 г., Германия, четырехтактный двигатель Н. Отто — 1876 г. по предложенному Бо-де Роша в 1862 г. способу предварительного сжатия рабочей смеси и сжигания при постоянном объеме). К концу XIX в., когда была организована промышленная переработка нефти, двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе (бензиновые, керосиновые с воспламенением от искры и с воспламенением от сжатия), получили широкое распространение.

В России первый бензиновый двигатель был построен в 1889 г. (двигатель Костовича). В 1899 г. в Петербурге был создан первый в мире экономичный и работоспособный двигатель с воспламенением от сжатия (дизель)¹. В течение короткого времени конструкция дизеля была усовершенствована (бескомпрессорные дизели). В России бескомпрессорные дизели конструкции Г. В. Тринклера были построены в 1901 г. и конструкции Я. В. Мамина — в 1910 г.

Успешное применение двигателей внутреннего сгорания, разработка опытных конструкций и повышение мощностных и экономических показателей были возможны в значительной мере благодаря исследованиям и разработке теории

¹ Протекание цикла в этих двигателях отличалось от предложенного немецким инженером Р. Дизелем, который предполагал осуществить цикл Карно со сгоранием по изотерме.

рабочего процесса двигателей. В 1906 г. профессор Московского высшего технического училища В. И. Гриневецкий впервые разработал метод теплового расчета двигателя. Этот метод был развит и дополнен чл-корр. АН СССР Н. Р. Брилингом, проф. Е. К. Мазингом и акад. Б. С. Стечкиным.

Производство двигателей внутреннего сгорания в нашей стране для различных отраслей народного хозяйства, в том числе и для автомобилей, стало быстро развиваться после Великой Октябрьской социалистической революции.

С начала индустриализации страны развитию автомобильной промышленности уделялось большое внимание. Было начато массовое производство автомобилей. В первую очередь был организован выпуск большого количества грузовых автомобилей, необходимых для развития промышленности и сельского хозяйства страны. В последний период времени развитию автомобильной промышленности уделяется особое внимание. При этом одновременно с дальнейшим увеличением производства грузовых автомобилей резко возрос выпуск легковых автомобилей.

Наряду с увеличением выпуска модернизированных автомобилей и двигателей для них на существующих заводах введен в строй новый крупнейший промышленный комплекс по выпуску легковых автомобилей — Волжский автомобильный завод. В десятой пятилетке будет введен в действие Камский комплекс для выпуска грузовых автомобилей повышенной грузоподъемности и двигателей для них.

Намечается дальнейшее развитие и строительство новых заводов.

Дальнейший прогресс в развитии быстроходных двигателей определен решениями XXV съезда КПСС.

Основными задачами, вытекающими из решений XXV съезда, по развитию и совершенствованию автомобильных двигателей при разработке новых типов двигателей и модернизации, находящихся в производстве, являются дальнейшее повышение мощности, снимаемой с единицы объема при высокой надежности конструкций, снижение удельной массы, удельного и эксплуатационного расходов топлива, стоимости производства двигателей и их эксплуатации.

Намечено расширить сферу применения дизелей. Особое внимание уделяется уменьшению токсичности выбрасываемых в атмосферу отработавших газов двигателей и снижению шума их работы. Получат дальнейшее развитие научно-исследовательские работы, в том числе по автоматизированным системам испытаний для изучения и оптимизации показателей двигателей, а также по методам автоматизации управления ими. Шире будут использоваться при расчетах ЭВМ.

Специфичность технологии производства двигателей и повышение требований к их качеству при все возрастающем масштабе производства двигателей обусловили необходимость создания специализированных моторных заводов.

Особое внимание в производстве двигателей уделяется унификации их узлов и деталей и развитию семейства унифицированных двигателей.

В связи с возникшей социальной проблемой — снижением токсичности отработавших газов и шума двигателей, а также с ограниченностью ресурсов органических топлив наряду с работами по совершенствованию находящихся на производстве автомобильных двигателей ведутся работы по применению других типов тепловых двигателей, а также электрических двигателей.

Классификация двигателей

Тепловые двигатели можно классифицировать по различным признакам ¹.

1. По назначению двигатели делят на:

а) стационарные, применяемые на электростанциях, для привода насосных установок, на нефте- и газоперекачивающих установках, в сельском хозяйстве и т. п.;

б) транспортные, устанавливаемые на автомобилях, тракторах, самолетах, судах, локомотивах и других транспортных машинах и передвижных установках.

2. По роду используемого топлива различают двигатели, работающие на:

а) легком жидком топливе (бензине и керосине);

б) тяжелом жидком топливе (мазуте, соляровом масле, дизельном топливе и газойле);

в) газовом топливе (генераторном, природном, промышленном и других газах);

г) смешанном топливе; основным топливом является газ, а для пуска двигателя используется жидкое топливо;

д) различных топливах (бензине, керосине, дизельном топливе и др.) — многотопливные двигатели.

3. По способу преобразования тепловой энергии в механическую двигатели классифицируют на двигатели:

а) внутреннего сгорания — поршневые и роторно-поршневые, в которых процессы химического реагирования и превращения тепловой энергии в механическую работу происходят во внутрицилиндровом объеме (в надпоршневом пространстве);

б) с внешним подводом теплоты. Сюда относятся:

газотурбинные двигатели, в которых процессы химического реагирования происходят в отдельном агрегате (камере сгорания), образующееся при этом рабочее тело (продукты сгорания) поступает на лопатки колеса турбины, где совершает работу;

в этих двигателях рабочим телом являются продукты сгорания, образующиеся в процессе сгорания смеси в камере. Это позволяет также отнести газовые турбины к двигателям внутреннего сгорания;

двигатели, где теплота к постоянно циркулирующему по замкнутому контуру рабочему телу подводится в теплообменнике, а тепло-

¹ Специальные двигатели (реактивные, атомные и другие) в данном случае не рассматриваются.

вая энергия затем используется в расширительном цилиндре (паровые двигатели, работающие по циклу Рэнкина, и двигатели, работающие по циклу Стирлинга);

в) комбинированные, в которых сгорание топлива осуществляется в поршневом двигателе, являющемся генератором газа, механическая работа совершается в цилиндре поршневого двигателя и частично — на лопатках колеса газовой турбины (свободнопоршневые генераторы газов, турбопоршневые двигатели и т. п.).

4. По способу смесеобразования поршневые двигатели внутреннего сгорания делят на двигатели:

а) с внешним смесеобразованием — горючая смесь образуется вне цилиндра (карбюраторные и газовые двигатели, а также двигатели с впрыском топлива во впускную трубу);

б) с внутренним смесеобразованием — при впуске в цилиндр поступает только воздух, а рабочая смесь образуется внутри цилиндра. По такому способу работают дизели, в которых топливо в камеру сгорания подается, когда поршень находится вблизи верхней мертвой точки (в. м. т.) в конце процесса сжатия; двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр и газовые двигатели с подачей жидкого топлива или газа в цилиндр в начале процесса сжатия;

в) с расслоением заряда, при котором в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава.

5. По способу воспламенения рабочей смеси различают двигатели:

а) с воспламенением рабочей смеси от электрической искры (с искровым зажиганием);

б) с воспламенением от сжатия (дизели);

в) с форкамерно-факельным зажиганием, в которых смесь воспламеняется искрой в специальной камере сгорания небольшого объема, а дальнейший процесс горения происходит в основной камере;

г) с воспламенением газового топлива от небольшой порции дизельного топлива, воспламеняющегося от сжатия, — газожидкостный процесс.

6. По способу осуществления рабочего цикла поршневые двигатели разделяются на:

а) четырехтактные без наддува (впуск воздуха из атмосферы) и с наддувом (впуск свежего заряда под давлением);

б) двухтактные без наддува и с наддувом.

Применяют наддув с приводом компрессора от газовой турбины, работающей на отработавших газах (газотурбинный наддув); от компрессора, механически связанного с двигателем, и от компрессоров, один из которых приводится в действие газовой турбиной, а другой — двигателем.

7. По способу регулирования в связи с изменением нагрузки различают двигатели:

а) с качественным регулированием, в которых при постоянном количестве вводимого в цилиндр воздуха увеличивается или уменьшается количество подаваемого топлива и состав смеси изменяется;

б) с количественным регулированием, в которых состав смеси остается постоянным и меняется только ее количество;

в) со смешанным регулированием — изменяются количество и состав смеси.

8. По конструкции различают:

а) поршневые двигатели; они, в свою очередь, делятся:

по расположению цилиндров на вертикальные рядные, горизонтальные рядные, V-образные, звездообразные и с противолежащими цилиндрами;

по расположению поршней на однопоршневые (в каждом цилиндре имеются один поршень и одна рабочая полость), с противоположно движущимися поршнями (рабочая полость расположена между двумя поршнями, движущимися в одном цилиндре в противоположные стороны), двойного действия (по обе стороны поршня имеются рабочие полости);

б) роторно-поршневые двигатели, которые могут быть трех типов:

ротор (поршень) совершает планетарное движение в корпусе; при движении ротора между ним и стенками корпуса образуются камеры переменного объема, в которых совершается цикл. Эта схема получила преимущественное применение;

корпус совершает планетарное движение, а поршень неподвижен; ротор и корпус совершают вращательное движение — бироторный двигатель.

9. По способу охлаждения различают двигатели:

а) с жидкостным охлаждением;

б) с воздушным охлаждением.

На автомобилях применяют поршневые двигатели с воспламенением от искры (карбюраторные, газовые, с впрыском топлива) и с воспламенением от сжатия (дизели), а также роторно-поршневые двигатели. Для автомобилей малой грузоподъемности иногда используются электрические двигатели, работающие от аккумуляторных батарей.

На некоторых опытных автомобилях устанавливают двигатели газотурбинные, паровые, а также с внешним подводом теплоты, работающие по циклу Стирлинга.

Основные показатели и условия работы автомобильных двигателей

Основными показателями, характеризующими качество двигателей внутреннего сгорания, являются следующие:

1. Надежность всех элементов конструкции.

2. Степень совершенства преобразования тепловой энергии в механическую; она оценивается КПД или удельным расходом топлива, представляющим собой количество топлива (в массовых или объемных единицах), расходуемого в единицу времени на единицу мощности.

3. Мощность двигателя, отнесенная к единице рабочего объема цилиндра или к единице площади поршня (удельная мощность).

4. Масса двигателя, приходящаяся на единицу мощности (удельная масса), и его габаритные размеры.

5. Степень токсичности и дымности отработавших газов, уровень шума при работе двигателя.

6. Простота конструкции, удобство обслуживания и стоимость изготовления двигателя, его эксплуатации и ремонта.

7. Надежность пуска двигателя.

8. Перспективность конструкции, позволяющая производить дальнейшую ее модернизацию путем форсирования двигателя и повышения его показателей в соответствии с уровнем развития техники.

Для транспортных двигателей важным качеством является быстрая приспособляемость к работе на переменных режимах в зависимости от условий эксплуатации.

На рис. 1 приведены характеристики двигателей внутреннего сгорания различного назначения при работе на установившихся режимах¹. Поршневой двигатель может воспринимать нагрузку, начиная с определенного режима, характеризуемого минимальной устойчивой частотой вращения коленчатого вала n_{\min} . Если

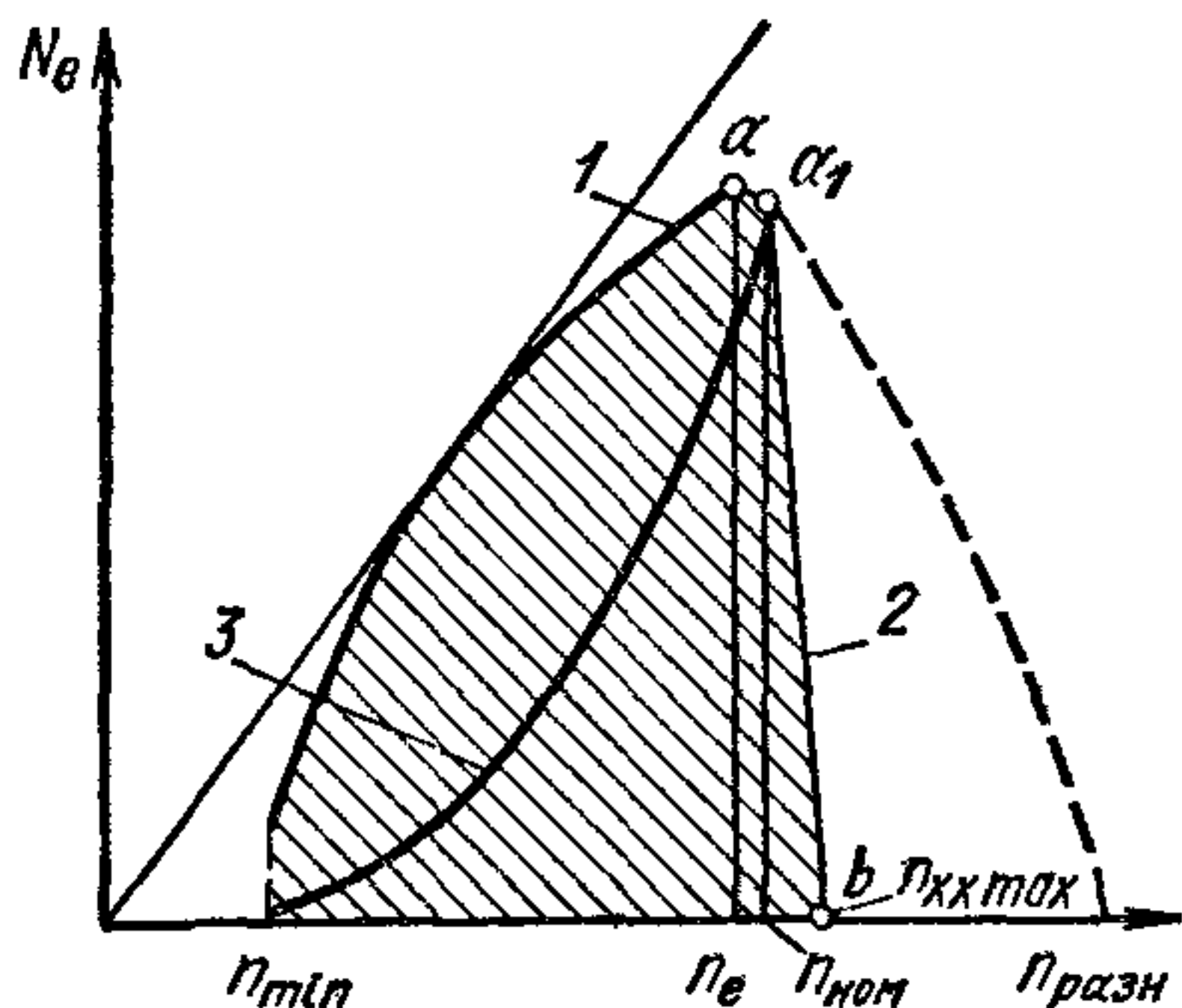


Рис 1. Характеристики двигателей различного назначения: N_e — эффективная мощность двигателя

органы управления впуском топливовоздушной смеси или впрыском топлива установлены на максимальную подачу, то, начиная с указанной частоты вращения, наибольшая развиваемая двигателем мощность будет характеризоваться кривой 1. Такое изменение мощности в зависимости от частоты вращения называют *внешней характеристикой двигателя*. Максимальная мощность двигателя достигается в точке a . Частота вращения, соответствующая этой мощности, обозначается через n_e . При дальнейшем увеличении частоты вращения (штриховая линия) по ряду причин, указанных ниже, снижается мощность. При $n = n_{\text{разн}}$, (где $n_{\text{разн}}$ — максимальная частота вращения холостого хода при установке органов управления впуском топливовоздушной смеси или впрыском топлива на максимальную подачу) вся мощность двигателя расходуется на трение и приведение в действие вспомогательных механизмов. Работа двигателя по условиям надежности при $n_{\text{разн}}$ не допускается.

Предельный скоростной режим, при котором двигатель работает по внешней скоростной характеристике, обычно ограничивается номинальной мощностью $N_{\text{ном}}$ при $n = n_{\text{ном}}$ (точка a_1). В зависимости

¹ Установившийся режим работы двигателя характеризуется тем, что его параметры (крутящий момент, частота вращения коленчатого вала и др.) в рассматриваемом интервале времени остаются неизменными.

от условий передачи энергии потребителю кривая, характеризующая нагрузку двигателя, не всегда пересекается с его внешней характеристикой в точке, где $N = N_{e\max}$. Возможны случаи, когда $n_{\text{ном}} \leq n_e$.

Линия 2 характеризует режим работы при почти постоянной частоте вращения коленчатого вала (регуляторная характеристика). Соответствие между вырабатываемой двигателем на этом режиме мощностью и потребляемой устанавливается автоматически регулятором. Точка b характеризует работу двигателя без нагрузки. Режим работы двигателя с использованием регулятора характерен для стационарных силовых установок, а также для двигателей транспортных машин. В этом случае положение органов управления подачей топливовоздушной смеси или топлива изменяется в соответствии с потребляемой мощностью автоматически регулятором.

Небольшое увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя при снижении мощности связано с принципом действия регулятора.

Для автомобильных двигателей с искровым зажиганием вследствие ряда причин, связанных с условиями эксплуатации, рассматриваемый режим (линия 2) не является типичным и используется только в случае движения нагруженного автомобиля (например, автопоезда и т. п.) с мало изменяющейся скоростью на одной передаче.

Кривая 3 характеризует работу двигателя, нагруженного винтом (винтовая характеристика). В этом случае точка a_1 соответствует номинальной мощности, развиваемой двигателем, когда органы подачи топлива или впуска топливовоздушной смеси в цилиндр двигателя установлены на максимальную подачу. При нагружении двигателя винтом с уменьшением количества подаваемого топлива или топливовоздушной смеси снижается развиваемая двигателем мощность и понижается частота вращения вала. Это изменение мощности в зависимости от частоты вращения происходит по кубической параболе, т. е. $N_e = Vn^3$ (где V — коэффициент пропорциональности).

По винтовой характеристике работают двигатели, в которых развиваемая мощность передается на винт (авиационные, судовые и др.).

В случае использования двигателя в качестве энергетической установки на автомобиле следует учитывать, что в зависимости от дорожных условий, скорости движения и нагрузки автомобиля необходимые для движения мощность двигателя и частота вращения коленчатого вала меняются в широких пределах. Опыт эксплуатации автомобилей показывает, что большую часть времени двигатель работает с неполной нагрузкой при различной частоте вращения. При движении автомобиля на одной передаче по горизонтальному участку пути зависимость потребляемой им мощности от скорости движения близка к винтовой характеристике.

По результатам ранее проведенных исследований установлено, что в случае эксплуатации автомобиля «Волга» ГАЗ-21 в условиях интенсивного городского движения двигатель большую часть времени работает при низкой частоте вращения ($n = 600 \div 1800$ об/мин) и изменении мощности от мощности холостого хода до $N_e = 23,6$ кВт.

В указанном диапазоне режимов двигатель работает примерно 64% времени. При езде автомобиля по шоссе с небольшой интенсивностью движения этот двигатель преимущественно (в течение примерно 90% времени) работает с высокой частотой вращения при изменении мощности от 37 кВт до номинальной.

Характерные режимы эксплуатации грузовых автомобилей в условиях езды по городу с интенсивным движением показаны на рис. 2, а. Опыты установили резкие колебания скорости движения V_a (кривая 1) и частоты вращения коленчатого вала двигателя (кривая 2).

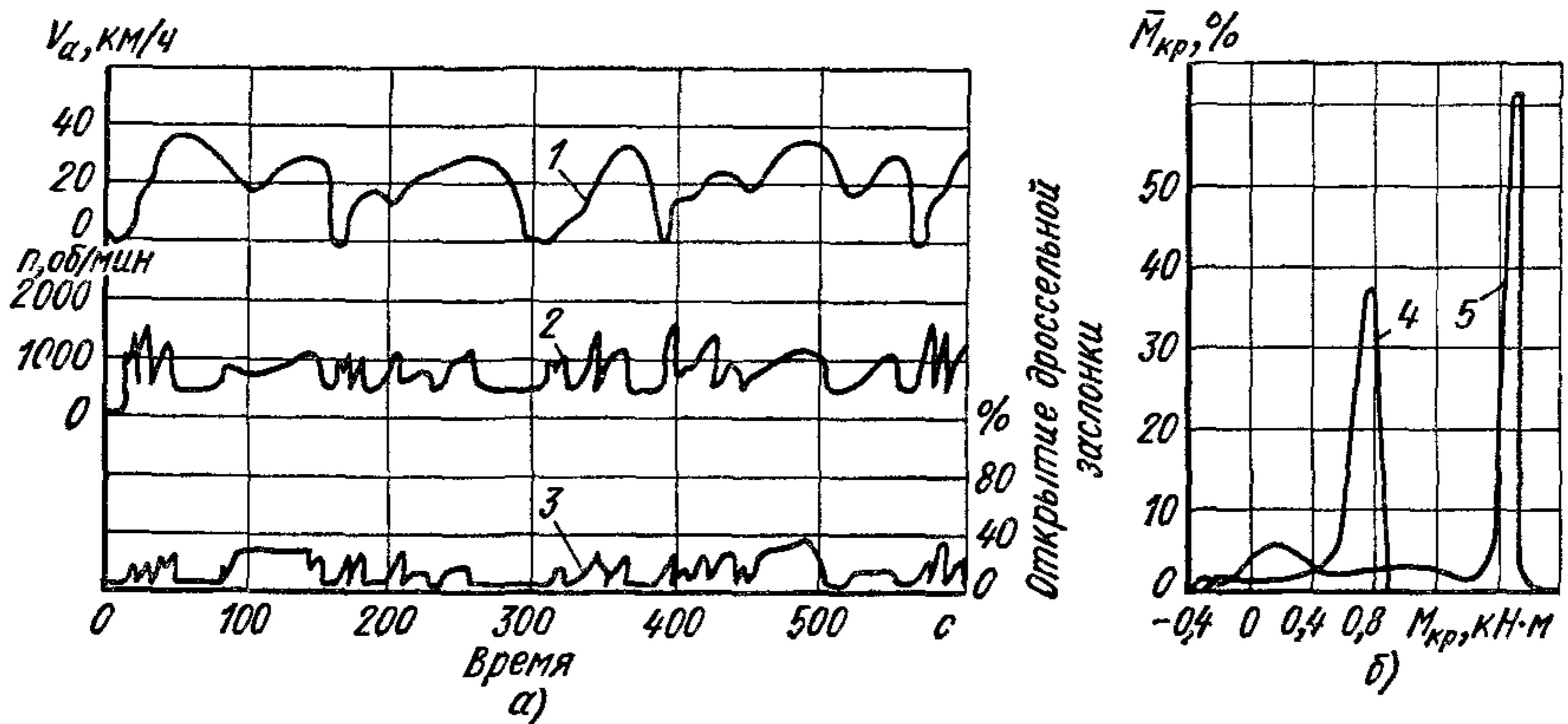


Рис 2 Характерные режимы работы автомобильных двигателей, установленных на грузовых автомобилях:

а — карбюраторного в условиях городской езды, б — дизеля (ЯМЗ) за полный цикл работы автомобиля в карьере, $\bar{M}_{кр}$ — отношение крутящего момента при данном числе частоты вращения к наибольшему

Причем большую часть времени двигатель работал со сравнительно мало открытой дроссельной заслонкой (кривая 3). Предельное открытие дроссельной заслонки составляло 40%.

Результаты исследования работы двигателя автомобилей КраЗ-256 и БелАЗ-540А за полный цикл их работы в карьере (рис. 2, б) показали, что крутящий момент $M_{кр}$ двигателя ЯМЗ-238 (кривая 4) менялся от момента холостого хода до момента, равного 40% максимального, а двигателя ЯМЗ-240 (с наддувом) — до момента, составляющего 60% максимального (кривая 5). Длительность работы дизеля ЯМЗ-238 при наибольшей нагрузке составила примерно половину времени цикла, дизеля ЯМЗ-240Н — четверть времени. Частота вращения коленчатого вала менялась примерно в 4 раза.

Таким образом, особенностью эксплуатации автомобильного двигателя является частое и, в некоторых случаях, резкое изменение скоростного и нагрузочного режимов. Изменение мощности и скоростного режима автомобильного двигателя (заштрихованная область на рис. 1) ограничено внешней скоростной характеристикой и ветвью регуляторной характеристики (линия 2).

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГЛАВА I

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Общие сведения

Преобразование тепловой энергии в механическую в двигателе внутреннего сгорания является сложным процессом. Его протекание в реальных условиях связано с возникновением дополнительных потерь, не учитываемых вторым законом термодинамики.

Для оценки совершенства отдельных процессов в реальном двигателе и их совокупности, определяющей действительный цикл, необходимо выявить возможное использование теплоты, характерное для термодинамического цикла, в котором отдача теплоты холодному источнику есть обязательный и единственный вид потерь. Сопоставлением значений КПД теоретического и действительного циклов можно установить, насколько совершенно протекают отдельные процессы в двигателях, и наметить пути повышения экономичности и работоспособности цикла.

При рассмотрении термодинамических циклов делают следующие допущения:

1. В цилиндре двигателя находится постоянное несменяемое количество рабочего тела, совершающего замкнутый цикл. В действительности для осуществления цикла необходимо удалить из цилиндра двигателя отработавшие в предыдущем цикле газы и обеспечить поступление свежей порции рабочего тела. На совершение этого процесса газообмена, не предусмотренного в теоретическом цикле, затрачивается работа.

2. Теплота подводится извне в определенный период цикла в соответствии с выбранным характером его протекания. В реальных циклах теплота в соответствующий период цикла выделяется в результате химической реакции топлива с кислородом воздуха. Процесс сгорания является сложным, вследствие чего не всегда в процессе химического реагирования топливо окисляется полностью до выделения конечных продуктов сгорания. Все это вызывает дополнительные потери теплоты.

3. Теплоемкость находящегося в цилиндре несменяемого рабочего тела постоянна и не зависит от температуры. В действительности

теплоемкость является переменной и зависит от изменения температуры и состава рабочего тела.

4. Процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена с внешней средой (адиабатные процессы). В реальных условиях при

этих процессах, а также при газообмене и сгорании вследствие значительных разностей температур между рабочим телом и стенками цилиндра, головкой блока цилиндра, днищем поршня возникает интенсивный теплообмен, в результате которого теряется часть теплоты.

Использование теплоты в двигателе характеризуется КПД, а экономичность двигателя — количеством израсходованной теплоты на единицу мощности.

В соответствии со вторым законом термодинамики для теоретического цикла, совершаемого 1 кг рабочего тела, термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = \frac{l_{ц}}{q_1}, \quad (1)$$

где $|q_2|$ — абсолютное значение количества теплоты, отданной за цикл холодному источнику, Дж/кг; q_1 — количество теплоты, подведенной за цикл, Дж/кг; $l_{ц}$ — работа, совершаемая 1 кг рабочего тела за цикл, $l_{ц} = q_1 - |q_2|$.

Для любого замкнутого цикла совершаемая G кг рабочего тела работа

$$L_{ц} = \oint p dV,$$

где p — давление; V — объем.

В координатах $p - V$ (рис. 3) эта работа определяется площадью внутри контура, описывающего цикл.

Для сопоставления рабочих циклов, совершаемых в двигателях с различными размерами цилиндров, работу принято относить к единице рабочего объема, т. е. разности объемов $V_{max} - V_{min}$. С этой целью площадь, определяющую работу цикла $L_{ц}$, можно условно заменить площадью равновеликого прямоугольника с основанием $V_{max} - V_{min}$. Высота прямоугольника

$$p_{ц} = \frac{L_{ц}}{V_{max} - V_{min}} \quad (2)$$

характеризует удельную работу, т. е. работу, приходящуюся на единицу рабочего объема (в Н·м/м³ или Па).

Как видно из формулы (2), удельная работа численно равна некоторому условному постоянному давлению $p_{ц}$, действующему на

поршень в течение времени, соответствующего изменению объема от V_{\max} до V_{\min} . Величину $p_{\text{ц}}$ принято называть средним давлением цикла. В технических расчетах величину среднего давления цикла удобнее выражать в МПа.

§ 2. Циклы поршневых двигателей

Обобщенный цикл. Применительно к поршневым двигателям можно представить себе общий случай осуществления термодинамического цикла, изображенного на рис. 4 в координатах $p - V$ и

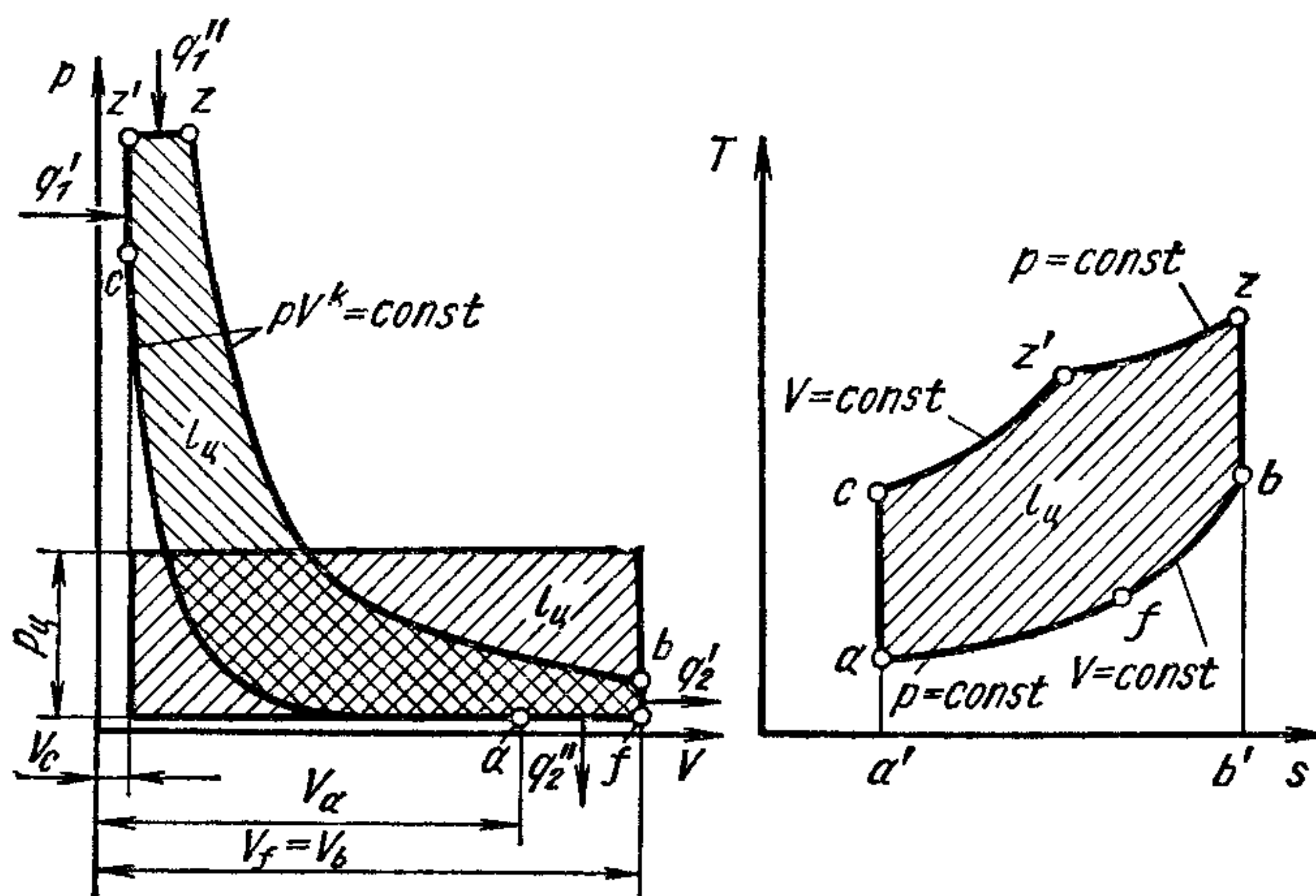


Рис. 4. Обобщенный цикл поршневого двигателя в координатах $p - V$ и $T - s$

$T - s$. В этом цикле процессы сжатия (линия ac) и расширения (линия zb) происходят без теплообмена с внешней средой ($dq = 0$). При постоянном объеме подводится теплота q'_1 , а при постоянном давлении — теплота q''_1 . Отвод теплоты также смешанный: при постоянном объеме отводится теплота q'_2 , а при постоянном давлении — теплота q''_2 .

Количество подведенной теплоты (Дж/кг) в цикле для случая, когда работу совершает 1 кг рабочего тела,

$$q_1 = c_v (T_{z'} - T_c) + c_p (T_z - T_{z'}), \quad (3)$$

где c_v и c_p — удельные массовые теплоемкости соответственно при постоянном объеме и постоянном давлении, Дж/(кг·°С); $T_{z'}$, T_c и T_z — температуры цикла соответственно в точках z' , c и z . В $T - s$ координатах $q_1 \sim S_{a'acz'zbb'}$.

Абсолютное количество отведенной теплоты

$$|q_2| = c_v (T_b - T_f) + c_p (T_f - T_a), \quad (4)$$

где T_b , T_f и T_a — температура цикла соответственно в точках b , f и a .

В координатах $T - s$ $|q_2| \sim S_{a'abb'}$. Тогда термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v [(T_b - T_f) + k (T_f - T_a)]}{c_v [(T_{z'} - T_c) + k (T_z - T_{z'})]}, \quad (5)$$

где $k = c_p/c_v$ — показатель адиабаты.

Пользуясь $T - s$ диаграммой, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{f_{a'afbb'}}{f_{a'acz'zbb'}}.$$

Обозначим (см. рис. 4) $\varepsilon = V_a/V_c$ — степень сжатия; $\lambda = p_z/p_c$ — степень повышения давления при подводе теплоты в процессе $V = \text{const}$; $\rho = V_z/V_c$ — степень предварительного расширения при подводе теплоты в процессе $p = \text{const}$; $\delta = V_b/V_z$ — степень последующего расширения; $\rho' = V_b/V_a = V_f/V_a$ — степень предварительного сжатия при отдаче теплоты холодному источнику в процессе $p = \text{const}$; $(\varepsilon/\delta) = (\rho/\rho')$.

Для получения окончательного выражения КПД цикла по известным из термодинамики уравнениям, характеризующим отдельные процессы, выразим температуры, входящие в уравнение (5) через температуру в начале сжатия T_a .

Тогда после соответствующих преобразований с учетом безразмерных величин и подстановки их в уравнение (5) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho \left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{k-1} - \rho' + k(\rho' - 1)}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}, \quad (6)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho' \left[\lambda \left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^k - 1 \right] + k(\rho' - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (7)$$

Среднее давление обобщенного цикла

$$p_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{V_f - V_c}. \quad (8)$$

Учитывая, что

$$q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]; \quad (9)$$

$$V_f - V_c = V_c \left(\frac{V_f}{V_c} - 1 \right) = V_c (\varepsilon \rho' - 1) = \frac{V_a}{\varepsilon} (\varepsilon \rho' - 1), \quad (10)$$

и подставляя значение $l_{\text{ц}}$ из формулы (1), а также выражения (9) и (10) в уравнение (8), имеем

$$p_{\text{ц}} = c_v \frac{T_a \varepsilon^{k-1} \varepsilon}{V_a (\rho' \varepsilon - 1)} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (11)$$

Так как

$$c_v = R/(k - 1) \quad \text{и} \quad p_a = RT_a/V_a,$$

где R — газовая постоянная,

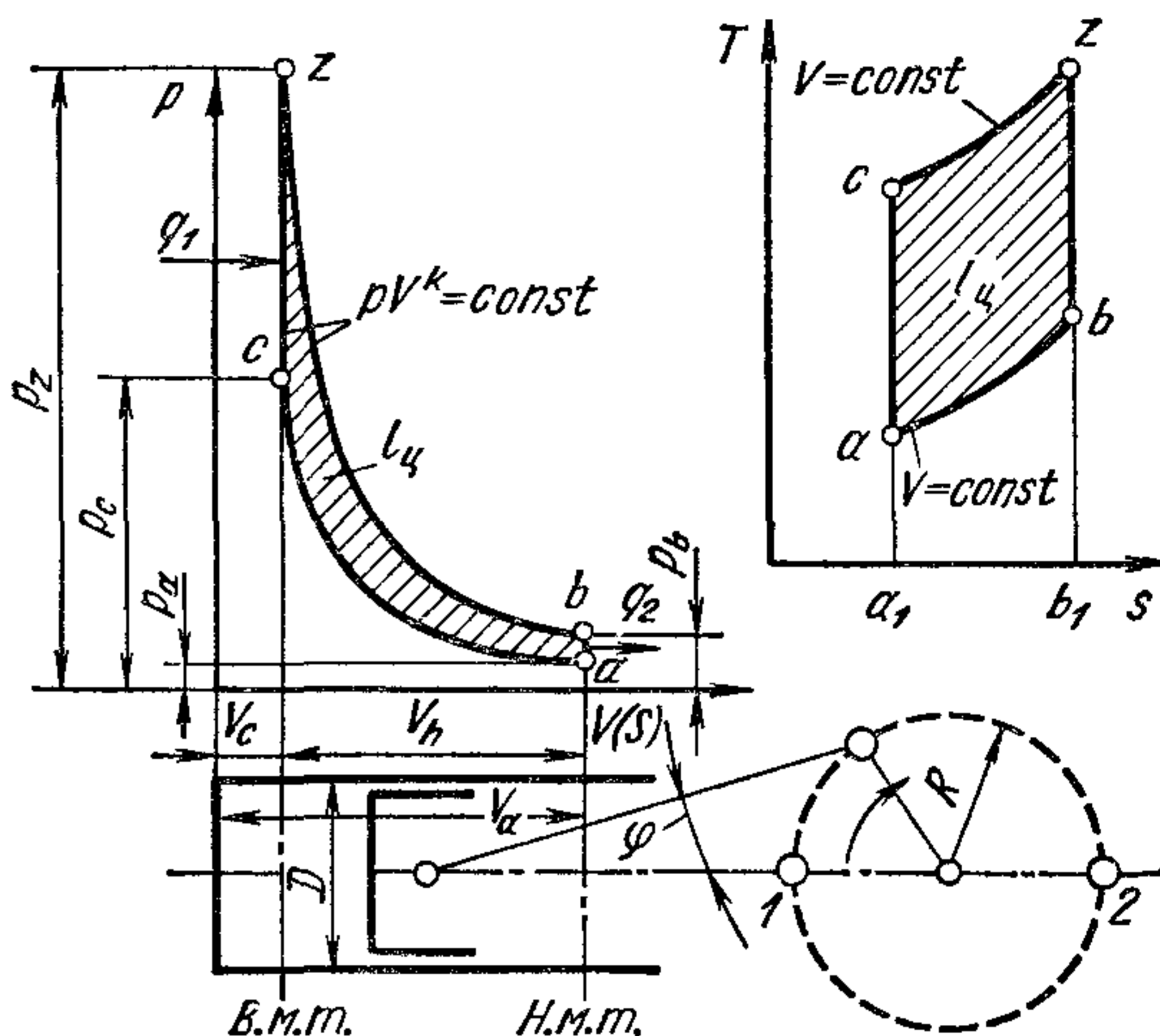
то окончательно получим

$$P_{ц} = \frac{P_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\rho' \varepsilon - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)]. \quad (12)$$

Близкими к действительным циклам поршневых двигателей без наддува можно считать следующие три частных случая, вытекающих из обобщенного теоретического цикла. Во всех этих циклах теплота отводится при постоянном объеме. Подводится теплота в каждом из циклов по-разному, в зависимости от того, какому реальному случаю они более соответствуют.

Рис 5. Цикл поршневого двигателя с подводом теплоты при $V = \text{const}$:

1 и 2 — оси кривошипа соответственно при положении поршня в в. м. т. и н. м. т.



Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. На рис. 5 в координатах $p - V$ и $T - s$ показан цикл, в котором подвод теплоты q_1 и отвод теплоты q_2 происходят только при постоянном объеме. Рабочий объем цилиндра

$$V_h = V_a - V_c = V_{\max} - V_{\min} = \pi D_{ц}^2 S / 4, \quad (13)$$

где $D_{ц}$ — диаметр цилиндра; S — ход поршня, $S = 2R$ (R — радиус кривошипа).

Рассматриваемый цикл отличается от обобщенного тем, что отсутствуют процессы, характеризуемые линиями $z'z$ и fa (см. рис. 4). Следовательно, в данном случае $\rho = 1$ и $\rho' = 1$. Подставив эти значения ρ и ρ' в формулы (7) и (12), получим соответственно следующие значения термического КПД и среднего давления цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (14)$$

$$P_{ц} = \frac{P_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \eta_t (\lambda - 1). \quad (15)$$

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. На рис. 6 в координатах $p - V$ и $T - s$ дан цикл с подводом теплоты q_1 при

постоянном давлении и отводом q_2 при постоянном объеме. Для этого случая $\lambda = 1$ и $\rho' = 1$.

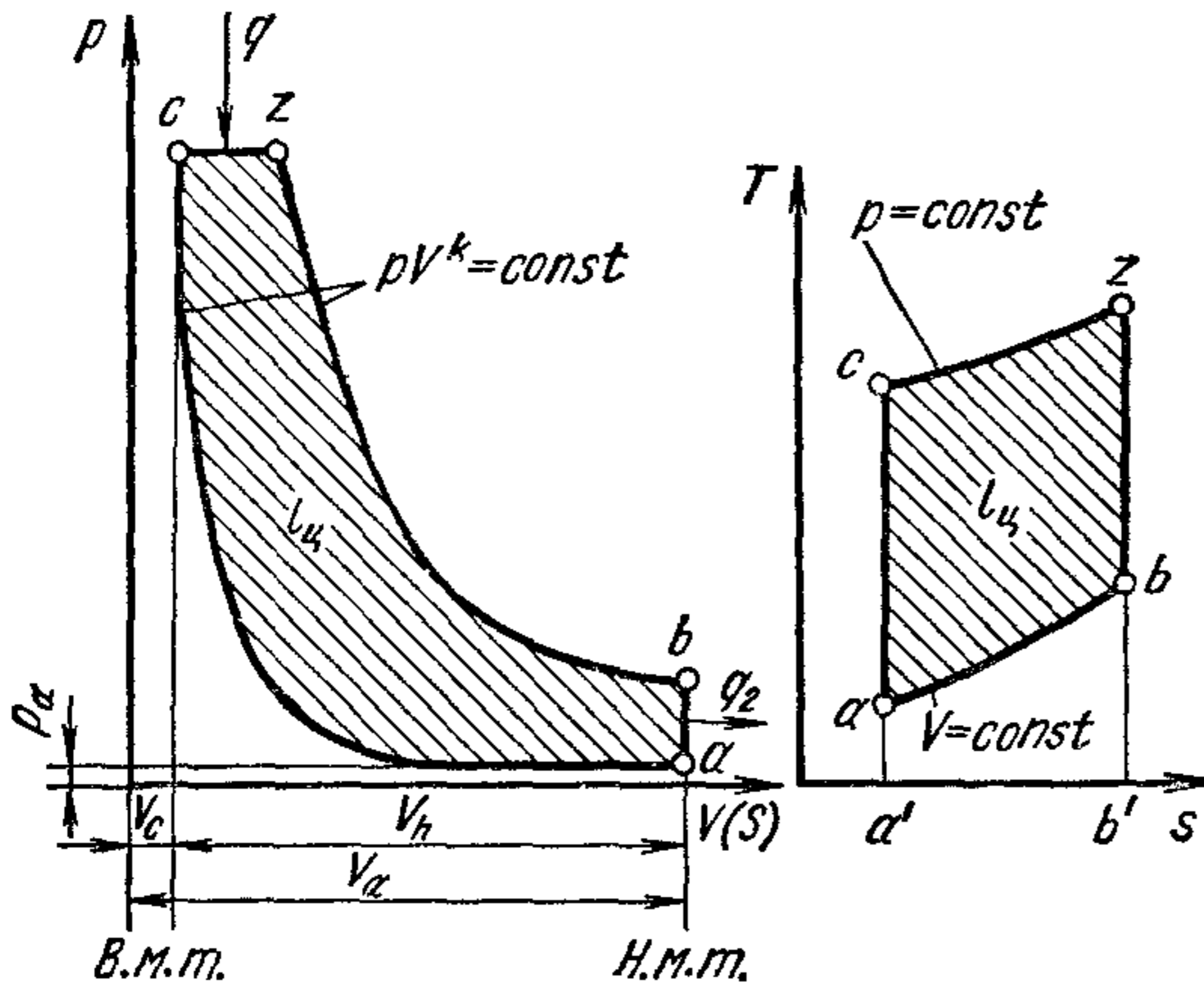


Рис. 6. Цикл поршневого двигателя с подводом теплоты при $p = \text{const}$

Из выражений (7) и (12) имеем:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (16)$$

$$p_{ц} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \eta_t k (\rho - 1). \quad (17)$$

Цикл со смешанным подводом теплоты. На рис. 7 приведен теоретический цикл в координатах $p - V$ и $T - s$, в котором часть

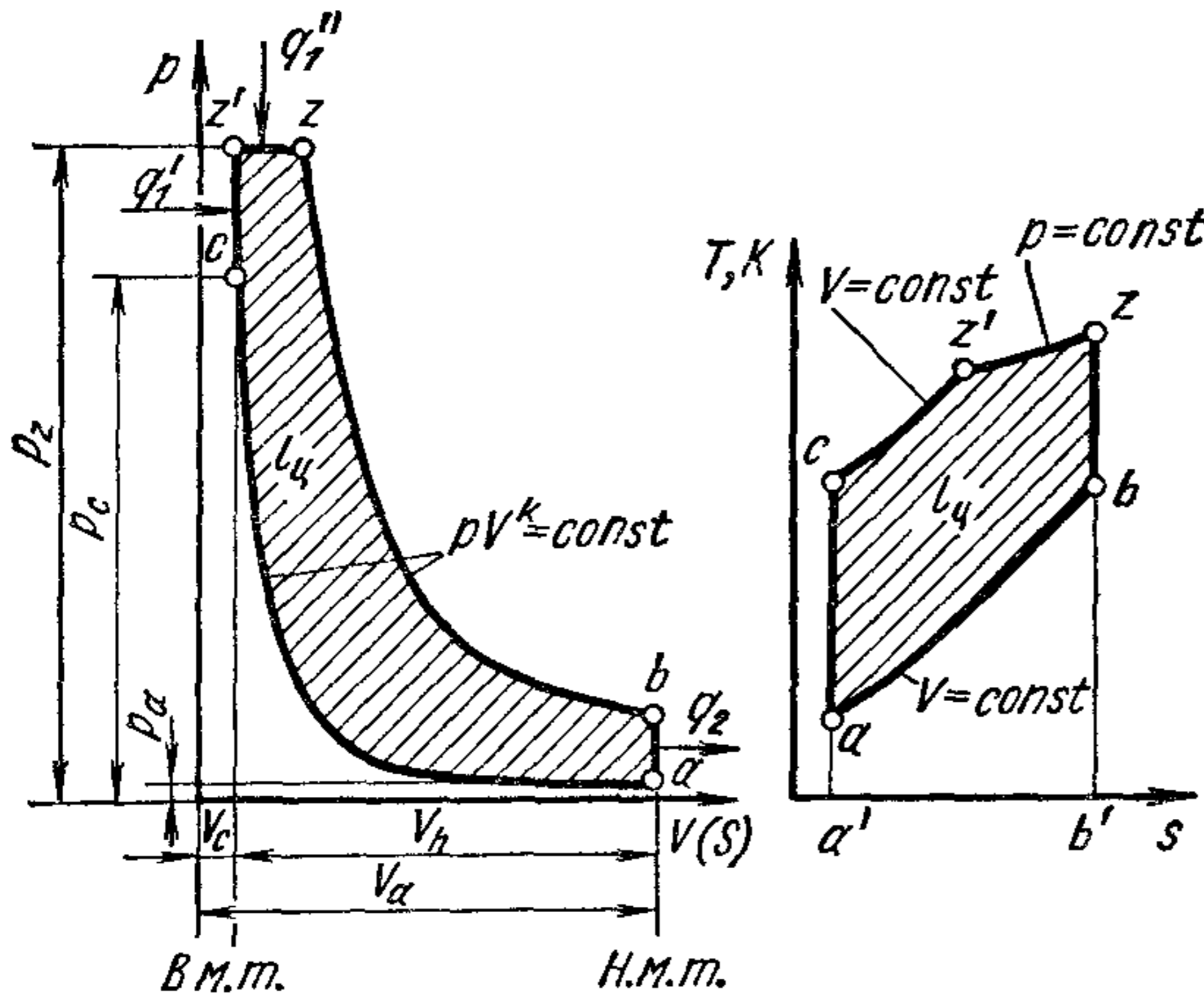


Рис. 7. Цикл поршневого двигателя со смешанным подводом теплоты

теплоты q_1' подводится при постоянном объеме, а часть ее q_1'' — при постоянном давлении. Отводится теплота q_2 при постоянном объеме.

Рассматриваемый цикл отличается от обобщенного тем, что в нем отсутствует процесс (см. рис. 4), при котором теплота отводится при постоянном давлении. Следовательно, в данном случае $\rho' = 1$.

Тогда формула (7) для КПД цикла при смешанном подводе теплоты примет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (18)$$

а среднее давление цикла

$$p_{\text{ц}} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (19)$$

§ 3. Влияние различных факторов на термический КПД и среднее давление цикла

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. Из выражения (14) видно, что КПД цикла зависит от степени сжатия и природы используемого рабочего тела, определяемой показателем адиабаты k .

На рис. 8 показана зависимость термического КПД η_t от ε для двух значений k . Показатель $k = 1,41$ выбран из предположения, что в

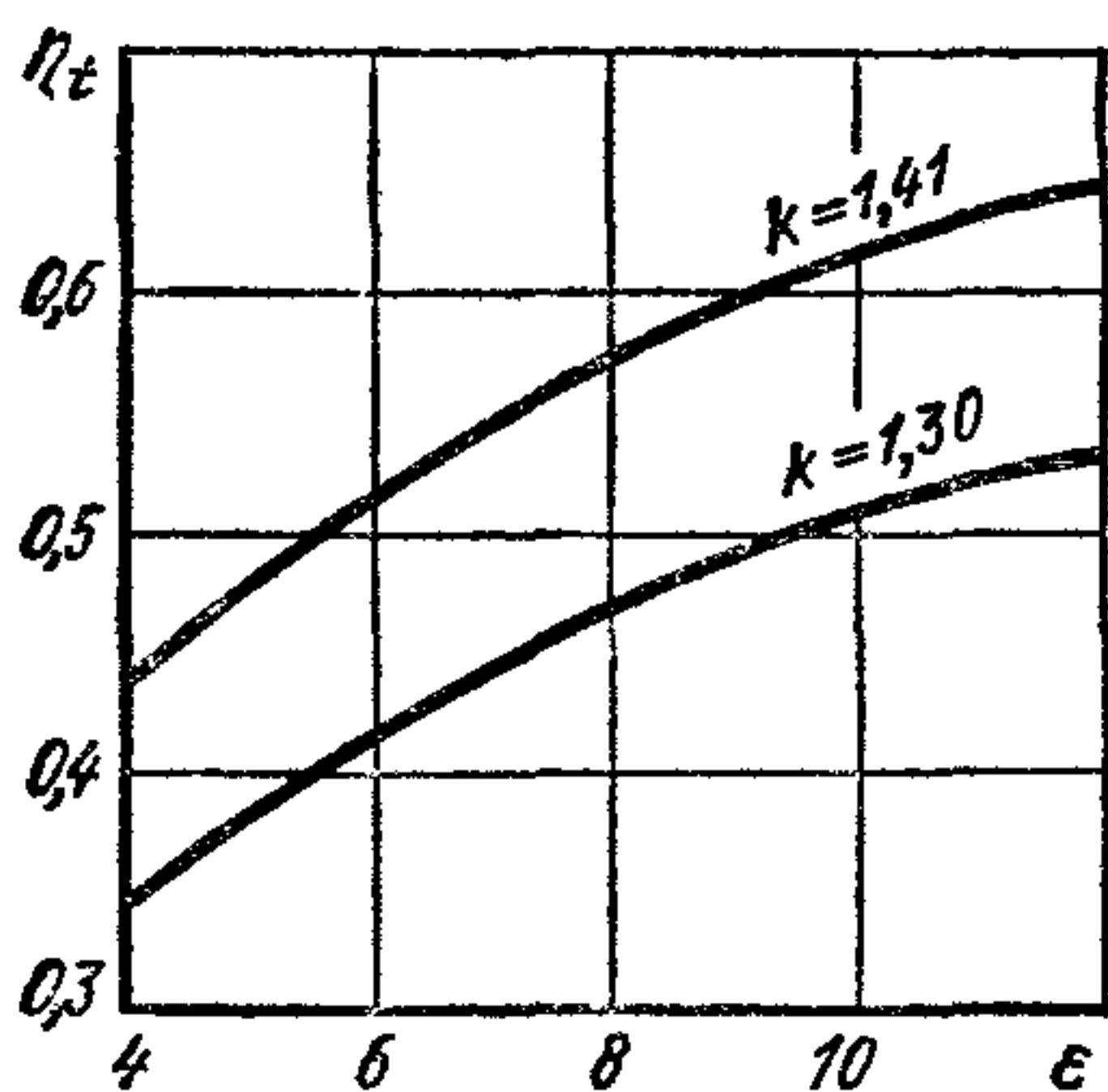


Рис 8. Зависимость η_t цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ от ε при двух значениях k

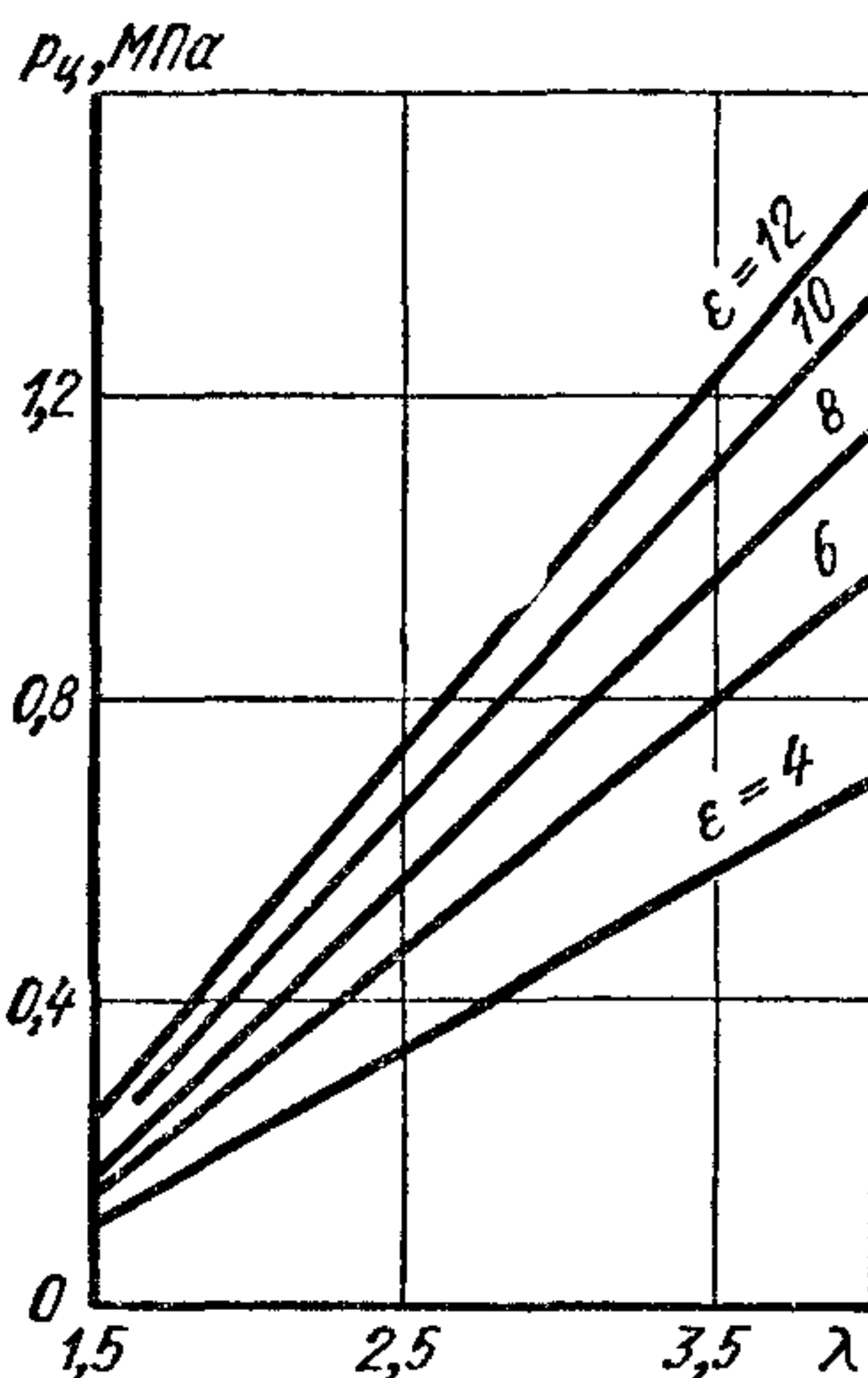


Рис 9 Зависимость давления $p_{\text{ц}}$ от λ при различных значениях ε

качестве рабочего тела применяется воздух (двухатомный газ) с постоянной теплоемкостью; показатель $k = 1,3$ примерно соответствует среднему показателю адиабаты продуктов сгорания топливовоздушной смеси. Пределы изменения ε на рис. 8 приняты в соответствии с возможными значениями их в двигателях с искровым зажиганием. Из формулы (14) и рис. 8 видно, что при повышении степени сжатия термический КПД теоретического цикла возрастает. С увеличением показателя адиабаты k КПД также растет. Для каждого из принятых значений ε и k термический КПД является величиной, не зависящей от степени повышения давления λ , и, следовательно, от количества подведенной теплоты, т. е. нагрузки двигателя.

Анализ формулы (15) показывает, что давление $p_{\text{ц}}$ возрастает пропорционально начальному давлению p_a цикла. При увеличении ε

вследствие одновременного повышения степени последующего расширения δ , приводящего к большей $l_{ц}$, а также роста η_t увеличивается $p_{ц}$. Степень повышения давления λ является следствием увеличения количества подводимой теплоты, пропорционально которой растет и удельная работа цикла.

На рис. 9 приведены результаты расчета значений $p_{ц}$ при различных ϵ для случая, когда $k = 1,3$ и λ меняется от 1,5 до 4. Давление p_a при $\epsilon = 4$ принято равным 0,1 МПа. Для последующих значений ϵ величины p_a подсчитаны с учетом уменьшающегося объема V_a при увеличении степени сжатия. При анализе зависимости среднего давления $p_{ц}$ от ϵ надо учитывать, что с увеличением ϵ при $V_h = \text{const}$ уменьшается объем V_a ,

что следует из выражения $V_a = V_h [\epsilon / (\epsilon - 1)]$. Так как $p_a = RT_a / V_a$, то при увеличении ϵ одновременно возрастает p_a , что надо учитывать при сравнительном расчете. К рассматриваемому циклу близок цикл, происходящий в двигателе с искровым зажиганием.

Анализ выражений для определения η_t и $p_{ц}$ показывает, что эффективным средством улучшения показателей двигателей является повышение степени сжатия ϵ . Предельные значения ϵ в двигателях с искровым зажиганием ограничены условиями,

при которых обеспечивается нормальный (без детонации или самопроизвольного воспламенения) процесс сгорания топлива, а также допустимое содержание в отработавших газах токсических веществ.

Степени сжатия современных бензиновых двигателей равны 6,0—9,5 (до 11), газовых 5,0—10,0. Высокие степени сжатия (до 11) применяются в двигателях, работающих на высокооктановом топливе.

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. Из выражения (16) видно, что термический КПД цикла зависит от степени сжатия ϵ , показателя адиабаты k и степени предварительного расширения ρ . На рис. 10 приведены зависимости термического КПД цикла от ρ при двух значениях k и различных ϵ , характерных для работы двигателя по указанному циклу. Из анализа формулы (16) и рис. 10 видно, что, как и в ранее рассмотренном цикле, увеличение ϵ приводит к росту η_t . При больших значениях k достигаются более высокие значения η_t . С повышением ρ снижается η_t .

Из рассмотрения цикла следует, что при увеличении нагрузки вследствие подвода большего количества теплоты значение ρ растет, а η_t снижается. Наиболее высокие значения η_t соответствуют условиям работы двигателя на холостом ходу, когда вся производимая двигателем работа затрачивается только на преодоление трения в сопряженных деталях и на привод вспомогательных механизмов и,

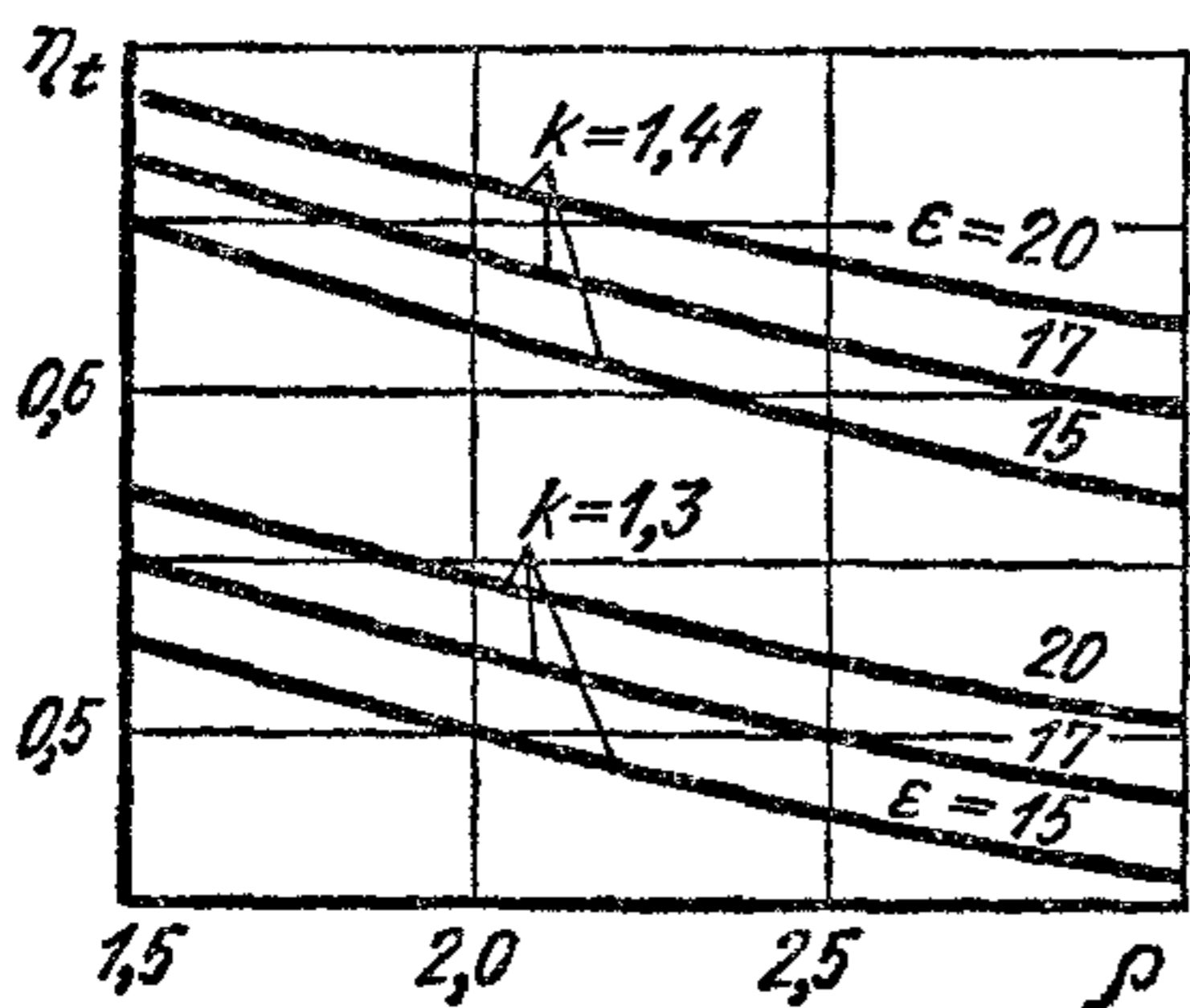


Рис. 10. Зависимость η_t цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$ от ρ при различных значениях ϵ и k

следовательно, количество подводимой теплоты минимально. Полученная зависимость η_t от нагрузки имеет важное значение для определения характера теплоиспользования в эксплуатационных условиях.

Из выражения (17) видно, что с увеличением начального давления цикла p_a , показателя адиабаты k , степени сжатия ϵ и термического КПД η_t среднее давление цикла возрастет. Степень предварительного расширения ρ увеличивается в случае подвода большого количества теплоты q_1 , что приводит к повышению p_c при одновременном снижении η_t .

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении характерен для работы тихоходных компрессорных дизелей, выпускавшихся в начальный период развития двигателей внутреннего сгорания для электростанций, приводных установок различного назначения, судовых установок и т. п.

Цикл со смешанным подводом теплоты. Из формулы (18) видно, что термический КПД η_t цикла со смешанным подводом теплоты зависит от показателя адиабаты k , степени сжатия ϵ , степеней повышения давления λ и предварительного расширения ρ . В данном случае, как и в ранее рассмотренных циклах, увеличение ϵ и большие значения k приводят к росту η_t .

Более сложной является зависимость η_t от λ и ρ . При постоянном количестве подведенной теплоты q_1 значения λ и ρ зависят от того, какое количество q_1 подведено при постоянном объеме и какое — при постоянном давлении. Общее количество подведенной теплоты определяют по формуле (9).

Для заданной ϵ и начальных параметров при $q_1 = \text{const}$

$$\frac{q_1}{c_v T_a \epsilon^{k-1}} = \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) = \text{const}. \quad (20)$$

Тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\text{const}}. \quad (21)$$

Чтобы определить влияние соотношения между λ и ρ на η_t , достаточно проанализировать изменение произведения $\lambda \rho^k$ в зависимости от λ .

Продифференцировав произведение $\lambda \rho^k$ по λ , получим

$$\frac{d(\lambda \rho^k)}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda \rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda}. \quad (22)$$

Для определения $d\rho/d\lambda$ продифференцируем знаменатель дроби в выражении (18). Так как $q_1 = \text{const}$, то

$$d[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = 0 \quad (23)$$

и

$$d\lambda + k(\rho - 1)d\lambda + k\lambda d\rho = 0, \quad (24)$$

откуда

$$k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda} = -1 - k(\rho - 1). \quad (25)$$

Подставив в правую часть уравнения (22) вместо $k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda}$ его значение по формуле (25), получим

$$\rho^k + k\lambda\rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda} = \rho^k - \rho^{k-1} [1 + k(\rho - 1)], \quad (26)$$

откуда

$$\frac{d(\lambda\rho)^k}{d\lambda} = -\rho^{k-1}(\rho - 1)(k - 1). \quad (27)$$

Имея в виду, что $\rho - 1 \geq 0$ и $k - 1 > 0$, из уравнения (27) следует, что при любом постоянном количестве подведенной теплоты в рассматриваемом цикле с увеличением λ при соответствующем снижении ρ уменьшается числитель дроби в уравнении (18), а следовательно, увеличивается КПД цикла.

На рис. 11 приведены кривые изменения термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты при различных соотношениях между величинами λ и ρ и четырех значениях количества подведенной теплоты. Из графика видно, что для данного количества теплоты q_1 при увеличении λ и соответствующем снижении ρ , как было показано в уравнении (27), η_t повышается. Теоретический цикл рассматривается для 1 кг воздуха, а наибольшее количество подведенной теплоты принято равным 2500 кДж. Это количество теплоты выделяется при сгорании примерно 60 г жидкого топлива в случае полного использования кислорода, содержащегося в 1 кг воздуха. В автотракторных двигателях за каждый цикл поступает значительно меньшее (примерно в 2000—500 раз) количество воздуха и топлива, однако ход рассуждений и метод оценки величин, характеризующих КПД η_t и среднее давление $p_{\text{ц}}$ цикла, остаются те же. Принятые при расчете значения теплоты $q_1 < 2500$ кДж характеризуют меньшие нагрузки двигателя. При $q_1 = 2500$ кДж (кривая 1) и $\lambda = 1$, когда вся теплота подводится при $p = \text{const}$, $\rho = 3,8$, а $\eta_t = 0,54$; при $\rho = 1$, когда вся теплота подводится при $V = \text{const}$, $\lambda = 4,9$, термический КПД имеет наибольшее значение ($\eta_t = 0,67$).

В случае изменения количества подведенной теплоты величина η_t для каждого постоянного значения ρ может быть определена так, как это показано стрелками для $\rho = 1,5$. Сплошными линиями показаны значения η_t при ρ , равном 1; 1,5 и 2,0. Из графика видно, что при $\rho = 1$ (цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$) термический КПД не зависит от количества подведенной теплоты.

Если количество подведенной теплоты уменьшается вследствие уменьшения ρ при сохранении $\lambda = \text{const}$, то η_t заметно увеличивается. В случае уменьшения количества теплоты q_1 при $\rho > 1 = \text{const}$ и соответственном снижении λ КПД цикла уменьшается тем больше, чем больше ρ . Так, например, при $\lambda = 1,5 = \text{const}$ с уменьшением количества подведенной теплоты от 2500 до 630 кДж η_t увеличивается от 0,598 (точка *a*) до 0,664 (точка *b*) при одновременном уменьшении ρ от 2,57 (точка *c*) до 1,25 (точка *d*).

При выборе конструктивных параметров двигателя необходимо учитывать допускаемые при осуществлении цикла максимальные

значения давления p_z и температуры T_z . Более высокие значения p_z приводят к повышению нагрузок на основные детали двигателя и к возрастанию потерь на трение. При больших значениях T_z увеличивается тепловая напряженность конструкции. Чтобы обеспечить надежную работу двигателя и необходимую его долговечность, следует ограничивать наибольшие допускаемые напряжения в шатунно-кривошипном механизме, а следовательно, и давление p_z и температуру T_z .

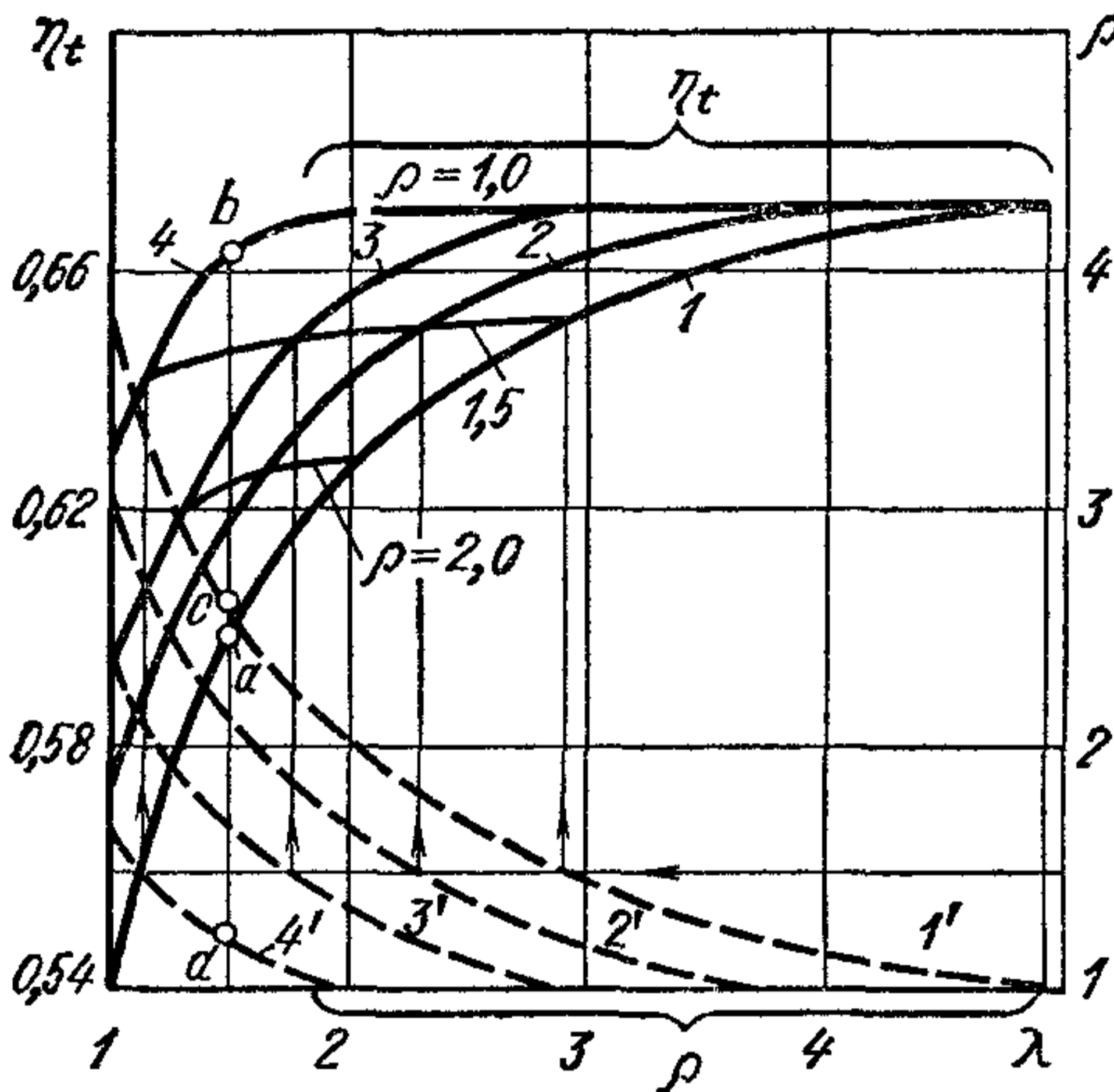


Рис 11. Зависимость η_t цикла со смешанным подводом теплоты от соотношения между λ и ρ при разных значениях q_1 ($\epsilon = 16$; $k = 1,41$)

1 — 1' — $q_1 = 2500$ кДж; 2 и 2' — $q_1 = 1900$ кДж, 3 и 3' $q_1 = 1250$ кДж, 4 и 4' — $q_1 = 630$ кДж

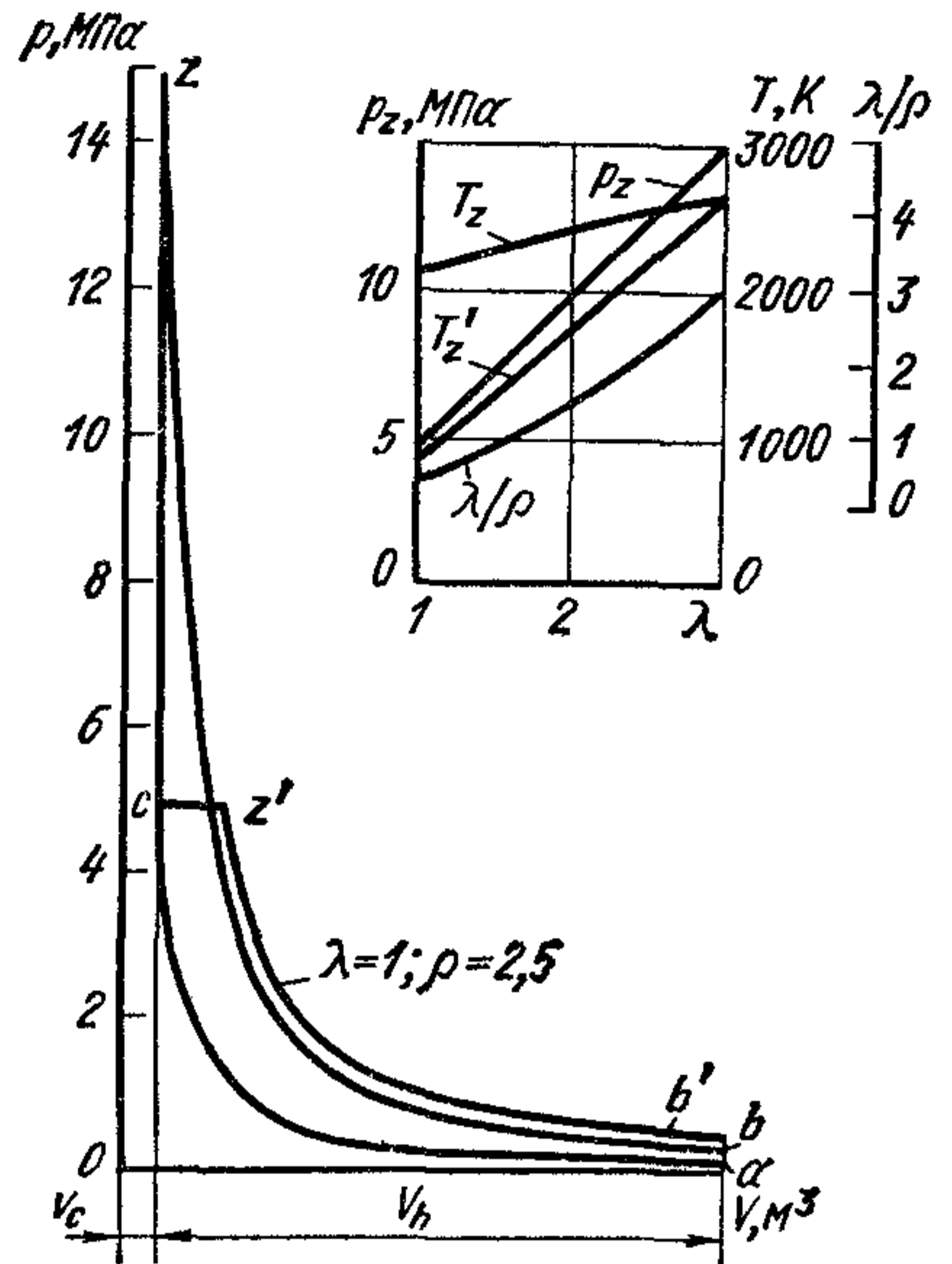


Рис. 12. Параметры характерных точек цикла в зависимости от способа подвода теплоты ($\epsilon = 16$, $k = 1,41$, $q = 1250$ кДж)

При заданном количестве подводимой теплоты и выбранной степени сжатия максимальные значения p_z и T_z будут тем выше, чем больше λ , т. е. чем больше теплоты подведено при постоянном объеме.

На рис. 12 приведены значения температур и давлений в характерных точках цикла в зависимости от соотношения между λ и ρ . При увеличении λ и соответствующем снижении ρ давление p_z возрастает пропорционально λ , и его величина при $\rho = 1$ и λ_{\max} достигает недопустимо высокого значения ($p_z = 15$ МПа). С увеличением λ растет также и максимальная температура цикла T_z . Следовательно, хотя η_t при λ_{\max} и $\rho = 1$ достигает наибольших значений (см. рис. 11), из-за высоких значений p_z и T_z нецелесообразно стремиться к такому процессу при больших ϵ . Процесс подвода теплоты следует осуществлять так, чтобы при допускаемой λ нагрузка снижалась при постоянном значении λ и уменьшении ρ . В этом случае

всегда обеспечивается наиболее эффективное использование теплоты в автомобильном двигателе, работающем с переменной нагрузкой.

Среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты определяется по формуле (19).

При увеличении начального давления цикла p_a и степени сжатия ϵ , а также значений k и η_t можно получить большие значения $p_{ц}$. Для случая, когда $q_1 = \text{const}$, выражение $\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)$ также есть величина постоянная, и изменение $p_{ц}$ в зависимости от соотношения между λ и ρ пропорционально изменению η_t .

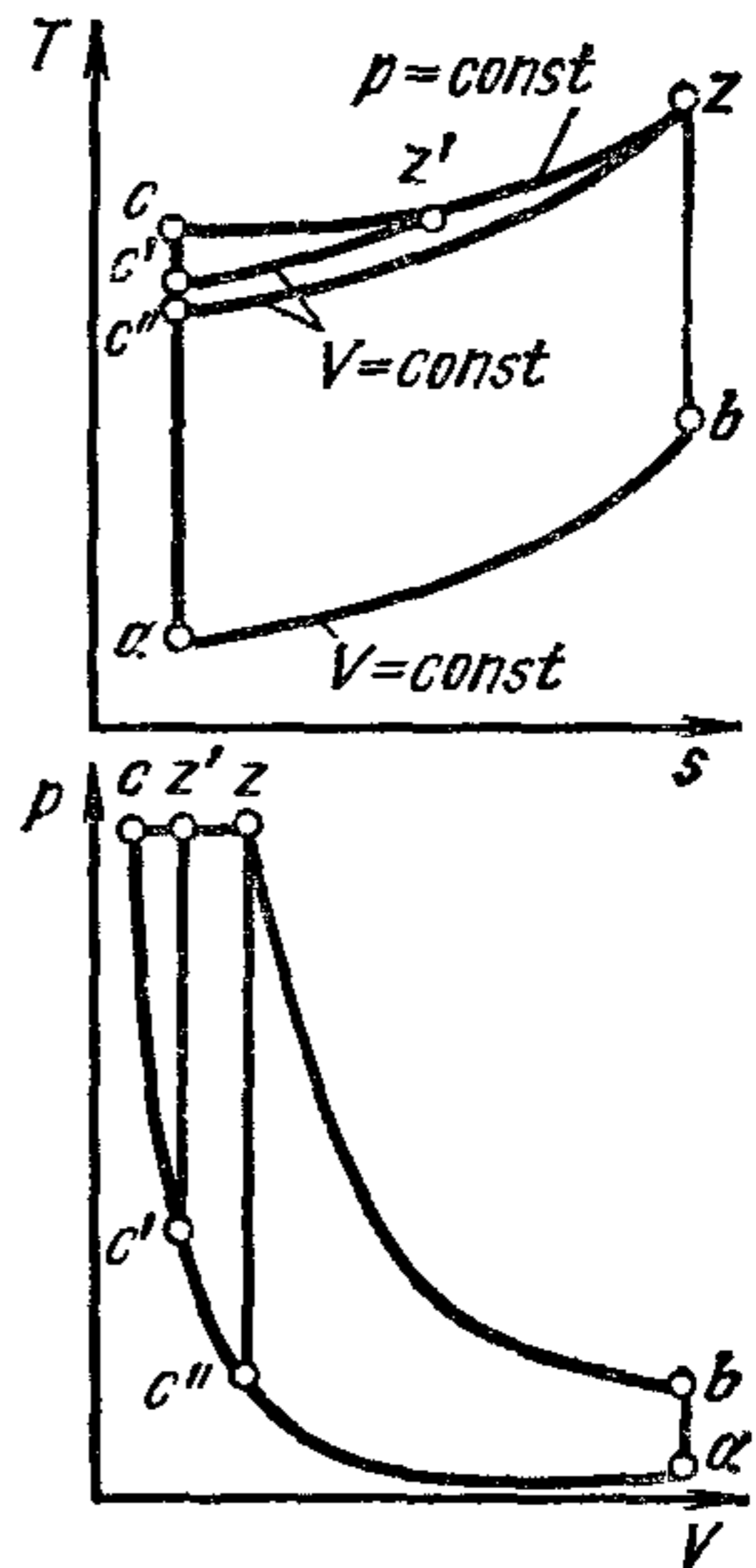
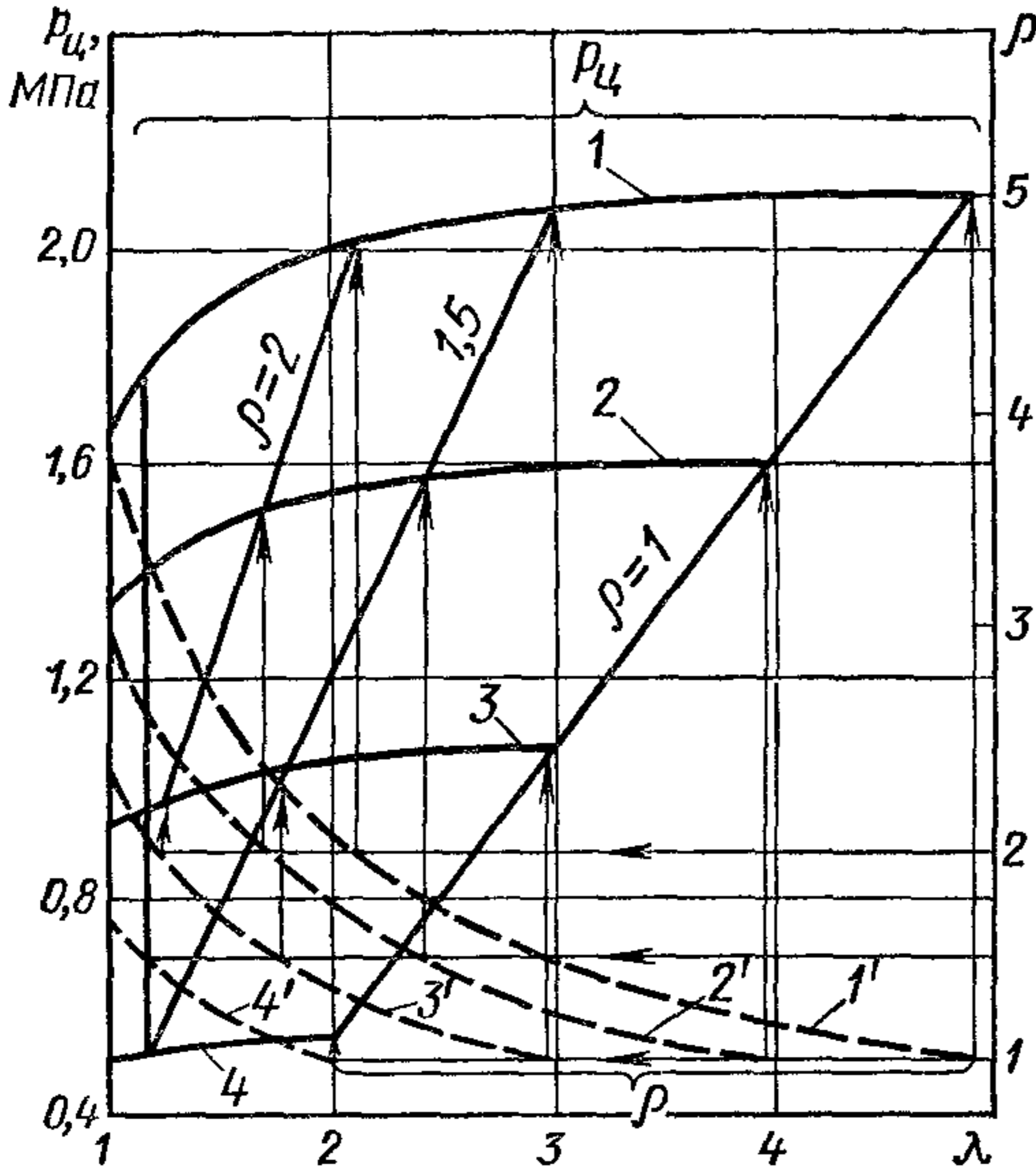


Рис. 13. Зависимость давления $p_{ц}$ со смешанным подводом теплоты от соотношения между λ и ρ при разных значениях q_1 :

1 и 1' — $q_1 = 2500$ кДж; 2 и 2' — $q_1 = 1900$ кДж;
3 и 3' — $q_1 = 1250$ кДж; 4 и 4' — $q_1 = 630$ кДж

Рис. 14. Циклы в координатах $p - V$ и $T - s$ при одинаковых p_z

На рис. 13 показано изменение давления $p_{ц}$ в зависимости от соотношения между λ и ρ при четырех значениях количества подведенной теплоты q_1 . Исходные данные и значения q_1 те же, что и при расчете η_t цикла со смешанным подводом теплоты (см. рис. 11). Так как среднее давление пропорционально произведению $q_1\eta_t$ то: 1) при $q_1 = \text{const}$ $p_{ц}$ будет тем больше, чем выше λ и соответственно меньше ρ (кривые 1—4); 2) при увеличении q_1 , когда $\lambda = \text{const}$, а ρ повышается (например, вертикальная прямая при $\lambda = 1,175$), наблюдается сравнительно меньший рост $p_{ц}$, чем в случае $\rho = \text{const}$, и увеличении λ (например, $\rho = 1,5$). Объясняется это тем, что с увеличением количества подведенной теплоты в первом случае η_t снижается, а во втором несколько возрастает.

Цикл со смешанным подводом теплоты характерен для бескомпрессорных дизелей, у которых более высокий КПД по сравнению

с двигателями с искровым зажиганием достигается применением высоких степеней сжатия. Нижний предел степени сжатия в дизелях ограничивается получением в конце сжатия температуры, достаточной для надежного воспламенения топлива (особенно при пуске). Ниже приведены значения степеней сжатия, современных быстроходных дизелей:

четырёх- и двухтактных без наддува	16—18
четырёх- и двухтактных с наддувом	12—16
многотопливных	До 21

В современных быстроходных дизелях $\lambda = 1,4 \div 2,0$. Величина ρ зависит от нагрузки двигателя и находится в пределах 1,4—2,2.

Если необходимо ограничить максимальные давления p_z и температуру T_z цикла, то целесообразно подводить теплоту при постоянном давлении. При этом можно существенно повысить ϵ , в результате чего при тех же значениях p_z , что в случае подвода теплоты при $V = \text{const}$ ($\rho = 1$), получаются большие значения η_t . Промежуточные значения ϵ и η_t достигаются в цикле со смешанным подводом теплоты.

На рис. 14 показаны циклы в координатах $p - V$ и $T - s$ при одинаковых давлениях p_z . В табл. 1 приведены значения характерных параметров и КПД этих циклов для исходных данных: $p_a = 0,1$ МПа; $p_z = 4,0$ МПа и $k = 1,41$.

1. Основные параметры циклов при одинаковом давлении p_z

Параметры	Подвод теплоты (рис. 14)		
	при $V = \text{const}$ (цикла $ac''zb$)	при $p = \text{const}$ (цикла $acz b$)	частично при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$ (цикла $ac'z'zb$)
Степень сжатия ϵ	4	14	7
Степень повышения давления λ	5,35	1	2,58
Степень предварительного расширения ρ	1	3,6	1,8
Термический КПД η_t	0,425	0,524	0,460

§ 4. Термодинамические циклы двигателей с наддувом

Рассмотрим в отличие от обобщенного цикла (см. рис. 4) случай, когда теплота отводится только при постоянном давлении (линия fl на рис. 15). Преимущества такого цикла по сравнению с циклом со смешанным подводом теплоты и отводом при $V = \text{const}$ очевидны. Заштрихованная площадь диаграммы $bfla$ в координатах $p - V$ и $T - s$ определяет дополнительно полученную работу при том же количестве подведенной теплоты.

В рассматриваемом цикле с продолженным расширением дополнительно получаемая работа связана со значительным увеличением объема в процессе расширения. Вследствие этого $p_{ц}$, отнесенное

к объему $V_f - V_c$ ($V_{\max} - V_{\min}$), будет существенно меньшим по сравнению с теми значениями, которые достигаются в цикле со смешанным подводом и отводом теплоты при $V = \text{const}$.

В реально осуществляемом цикле потребителю передается не вся получаемая механическая энергия. Часть энергии затрачивается на трение в сопряженных движущихся деталях и на привод вспомогательных механизмов. В случае цикла с продолженным расширением, вследствие увеличения объема, существенно возрастают потери на трение, не компенсируемые получаемой дополнительной работой.

Большой эффект в реальном поршневом двигателе, где после каждого совершаемого цикла происходит смена рабочего тела, достигается, если процесс продолженного расширения осуществлять на рабочем колесе газовой турбины (линия bf), сочлененной с компрессором. В компрессоре засасываемый из атмосферы воздух сжимается до давления $p_a > p_0$ (линия la) и затем поступает в цилиндр поршневого двигателя. При этом, поскольку начальное давление в цилиндре p_a будет больше атмосферного, удельная работа в поршневой части двигателя будет большей

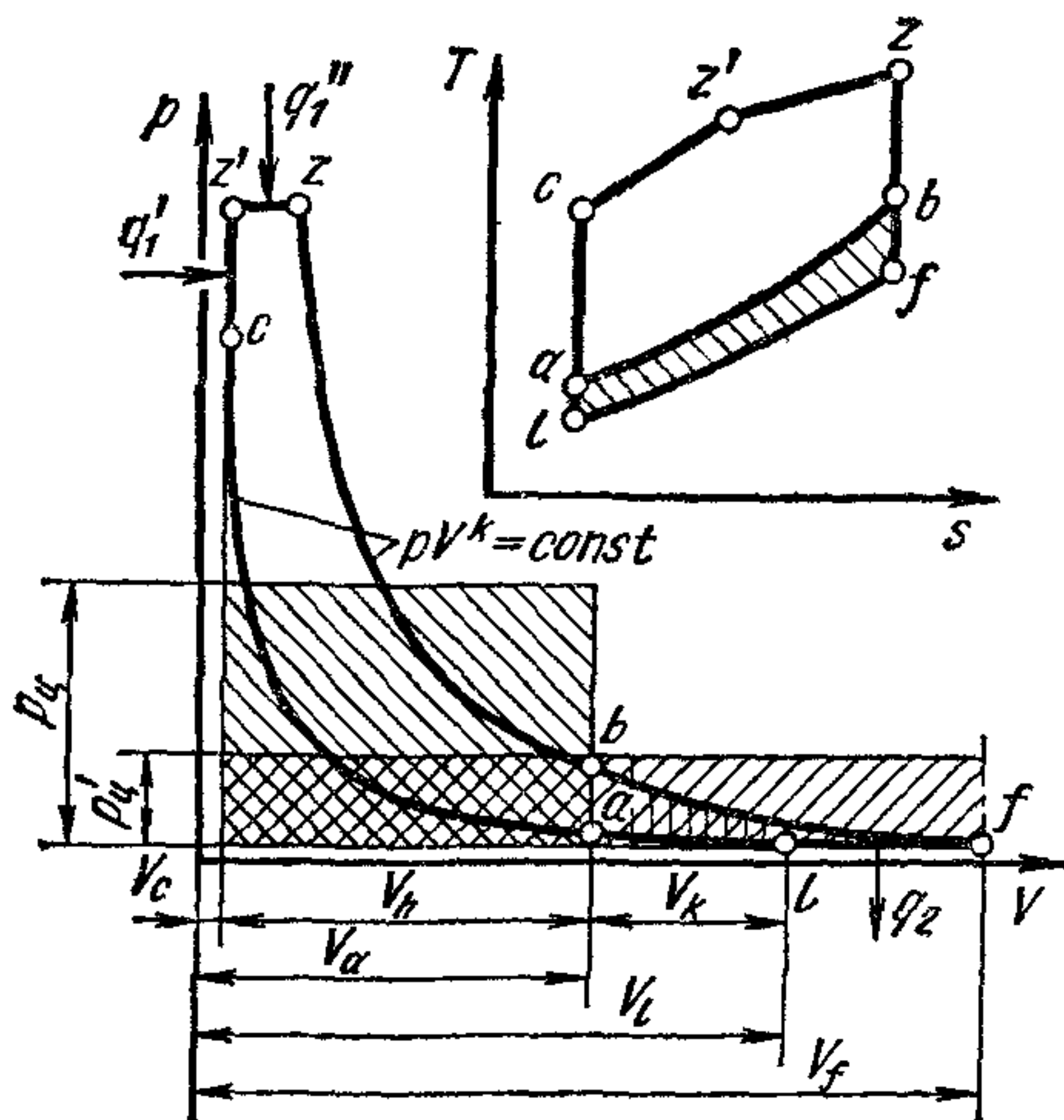


Рис. 15. Цикл со смешанным подводом теплоты, продолженным расширением и переменным давлением газов перед турбиной и отводом теплоты при $p = \text{const}$

[см. уравнение (12)]. При таком методе осуществления процесса механические потери в газотурбокомпрессорном агрегате будут существенно меньше, чем в поршневом двигателе с продолженным расширением, и суммарный КПД будет большим.

Способ увеличения удельной работы путем предварительного сжатия воздуха (или топливовоздушной смеси) в компрессоре с последующим вводом его в поршневой двигатель называют наддувом. Рассматриваемый цикл является частным случаем цикла комбинированного двигателя.

Компрессор можно приводить также от коленчатого вала двигателя (механический привод), но при этом часть мощности, развиваемой двигателем, затрачивается на работу сжатия в компрессоре. Более целесообразно использовать для этой цели в первую очередь газотурбинный наддув, при котором утилизируется энергия газов, удаляемых из цилиндра.

Циклы с наддувом получили широкое применение в дизелях. Рассмотрим цикл (см. рис. 15) с продолженным расширением (линия bf), которое происходит в газовой турбине и с предварительным сжатием рабочего тела в компрессоре (линия la). Обозначим

степень сжатия в компрессоре $V_l/V_a = \epsilon_k$, тогда общая степень сжатия

$$\epsilon_0 = \epsilon_k \epsilon = \frac{V_l}{V_a} \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_l}{V_c}. \quad (28)$$

В рассматриваемом цикле

$$T_f = T_l \rho' = \frac{T_z}{(\delta')^{k-1}} = \frac{T_a \lambda \rho (\epsilon \rho)^{k-1}}{(\epsilon_0 \rho')^{k-1}},$$

где

$$\delta' = \frac{V_f}{V_z} = \frac{\epsilon_0 \rho'}{\rho}.$$

Так как $T_l = T_a / \epsilon_k^{k-1}$, то

$$T_l \rho' = T_a / \epsilon_k^{k-1} = T_a \lambda \rho (\epsilon \rho)^{k-1} / (\epsilon_0 \rho')^{k-1},$$

откуда $\rho' = \lambda \rho^k / (\rho')^{k-1}$ или $\lambda (\rho / \rho')^k = 1$.

Подставляя $\lambda (\rho / \rho')^k = 1$ в уравнение (7) и учитывая, что $\epsilon_0 = \epsilon \epsilon_k$, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\epsilon_0^{k-1}} \frac{\rho' - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (29)$$

Удельную работу цикла с газотурбинным наддувом целесообразно относить к поршневой части двигателя (см. рис. 15). В этом случае $p_{ц}$ определяется по уравнению (19) при подстановке в него η_t из уравнения (29).

Для цикла с продолженным расширением и подводом теплоты при $V = \text{const}$ $\rho = 1$. Примерно по такому циклу работает двигатель с искровым зажиганием и газотурбинным наддувом. В этом случае

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\epsilon_0^{k-1}} \frac{\rho' - 1}{\lambda - 1}. \quad (30)$$

Если теплота в таком цикле будет подводиться при $p = \text{const}$ (цикл Брайтона), то $\lambda = 1$ и $\rho = \rho'$. Тогда из уравнения (29)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}}. \quad (31)$$

Газовые турбины, где горение топлива в камере сгорания происходит при постоянном давлении, работают по такому циклу.

На рис. 16 показан цикл с газотурбинным наддувом, в котором давление перед турбиной поддерживается постоянным (линия ar) и равным давлению конца сжатия в компрессоре. Теплота q'_2 в цикле, совершаемом в двигателе, отводится при постоянном объеме (процесс ba). Эта теплота в процессе, характеризуемом линией ar ($p = \text{const}$), подводится к газовой турбине.

Из уравнения термического КПД любого цикла имеем

$$q'_2 = q_1 (1 - \eta_t),$$

для цикла $acz'zb$ со смешанным подводом теплоты

$$q'_2 = q_1 \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (32)$$

КПД цикла *arfl* из уравнения (31)

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_k^{k-1}} = 1 - \frac{q_2}{q_2'}$$

откуда

$$q_2 = q_2' (1 - \eta_{tk}) = q_2' \frac{1}{\varepsilon_k^{k-1}}$$

Подставив вместо q_2' его значение из уравнения (32), получим

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)} \quad (33)$$

Тогда термический КПД всего цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)} \quad (34)$$

Среднее давление цикла, отнесенное к поршневой части двигателя,

$$(p_{\Pi})_{\Pi} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon_0^k}{\varepsilon_0 - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)] \quad (35)$$

Из сопоставления уравнений (34) и (18) видно, что если $\varepsilon_0 = \varepsilon$, то η_t рассматриваемого цикла и обычного цикла со смешанным подводом теплоты будут равны.

Сравнение η_t рассмотренных двух циклов с газотурбинным наддувом показывает, что теплоиспользование в цикле, при котором

в газовой турбине реализуется вся работа продолженного расширения в процессе, характеризуемом кривой *bf* (см. рис. 15), будет выше, чем во втором цикле (см. рис. 16). Однако осуществление такого цикла с импульсным наддувом связано с необходимостью организации процесса выброса отработавших газов из цилиндра и ввода их в газовую турбину без потерь, что усложняет конструкцию двигателя.

В тех случаях, когда предварительное сжатие в компрессоре производят до давления, более чем в 2 раза превышающего атмосферное, после компрессора осуществляют промежуточное охлаждение воздуха

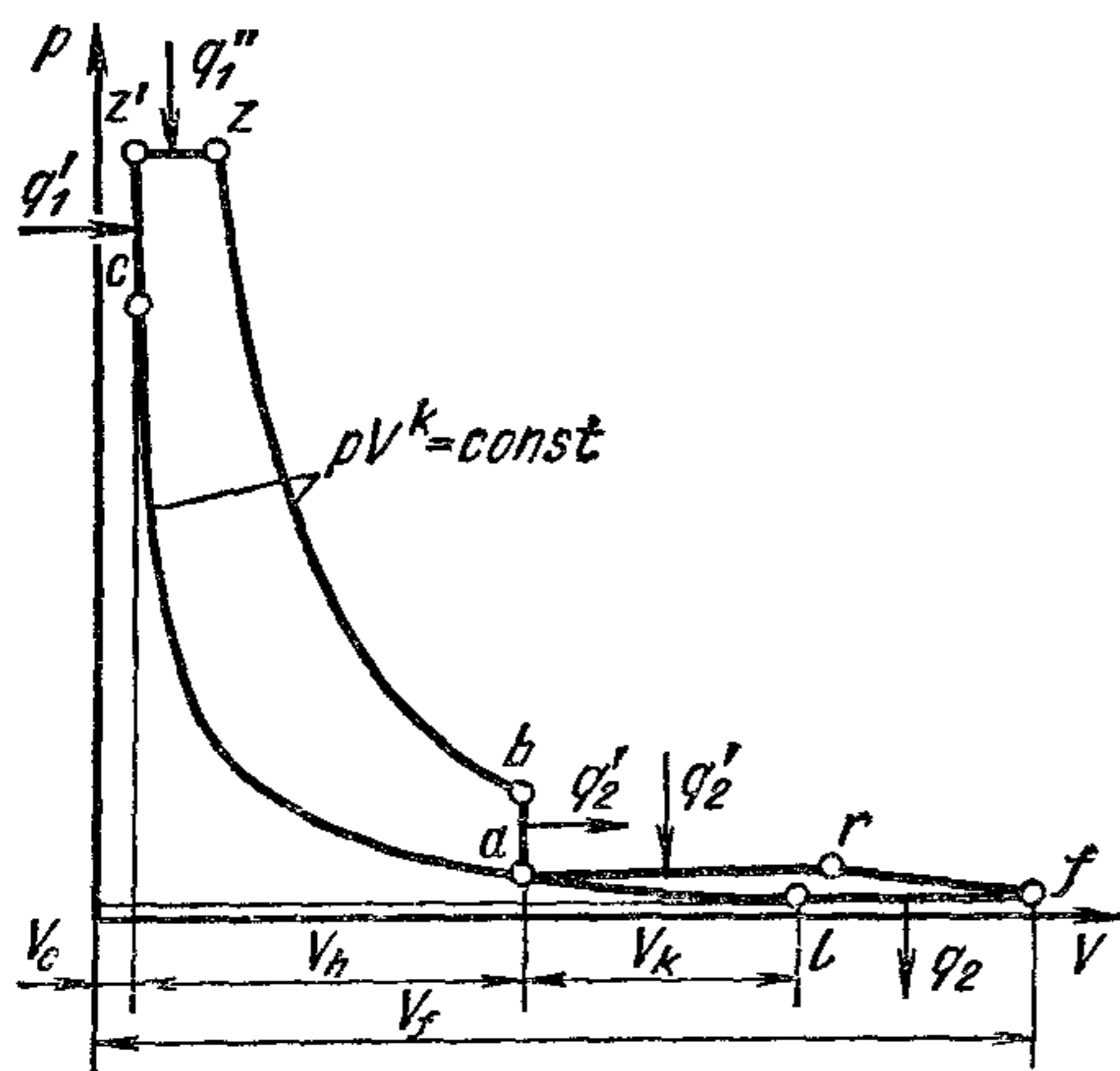


Рис. 16. Цикл со смешанным подводом теплоты, с продолженным расширением и постоянным давлением газов перед турбиной и отводом теплоты при $p = \text{const}$

при постоянном давлении. При промежуточном охлаждении в результате увеличения плотности поступающего в цилиндр заряда и уменьшения работы сжатия значительно повышается давление p_{Π} при незначительном уменьшении КПД цикла.

ТОПЛИВО И ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ ПРИ ЕГО СГОРАНИИ

§ 1. Общие сведения

В двигателях внутреннего сгорания тепловая энергия, необходимая для совершения механической работы, получается в результате химических реакций между вводимым в цилиндр топливом и кислородом воздуха. Время, в течение которого протекают эти реакции в современных быстроходных двигателях, весьма ограничено и составляет сотые и даже тысячные доли секунды. Длительность процесса подготовки смеси топлива с воздухом к химической реакции зависит от типа смесеобразования и тактности двигателя.

Способы образования топливовоздушной смеси и протекание химических реакций обуславливают ряд требований, предъявляемых к топливам, применяемым в двигателях внутреннего сгорания. В двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторные, газовые и с впрыском топлива во впускную трубу) топливо, подаваемое вместе с воздухом через впускной клапан, должно легко испаряться и образовывать гомогенную смесь с поступающим воздухом. В двигателях с внутренним смесеобразованием (дизели) топливо подается непосредственно в цилиндр. Начало подачи топлива происходит в конце сжатия и незначительно опережает момент воспламенения, а часть топлива вводится в процессе сгорания. В этих условиях нужно обеспечить хорошее распыливание топлива, при котором образующиеся мельчайшие капли смешиваются с находящимся в цилиндре воздухом.

Необходимо, чтобы период процесса сгорания топлива в цилиндре был небольшим.

Кроме указанных основных требований необходимо, чтобы применяемое топливо:

- 1) обеспечивало быстрый и надежный пуск двигателя независимо от температуры окружающей среды;
- 2) позволяло осуществить процесс сгорания без образования нагара и кокса на поверхностях камеры сгорания;
- 3) способствовало уменьшению износов и коррозии зеркала цилиндра, поршневых колец и поршня;
- 4) обеспечивало условия полного и своевременного сгорания и снижения количества токсических составляющих в продуктах сгорания.

Наиболее полно указанным требованиям удовлетворяют жидкие и газообразные топлива. Твердое топливо в двигателях внутреннего сгорания можно применять только после предварительной газификации в газогенераторной установке.

§ 2. Краткие сведения о структуре и составе топлива

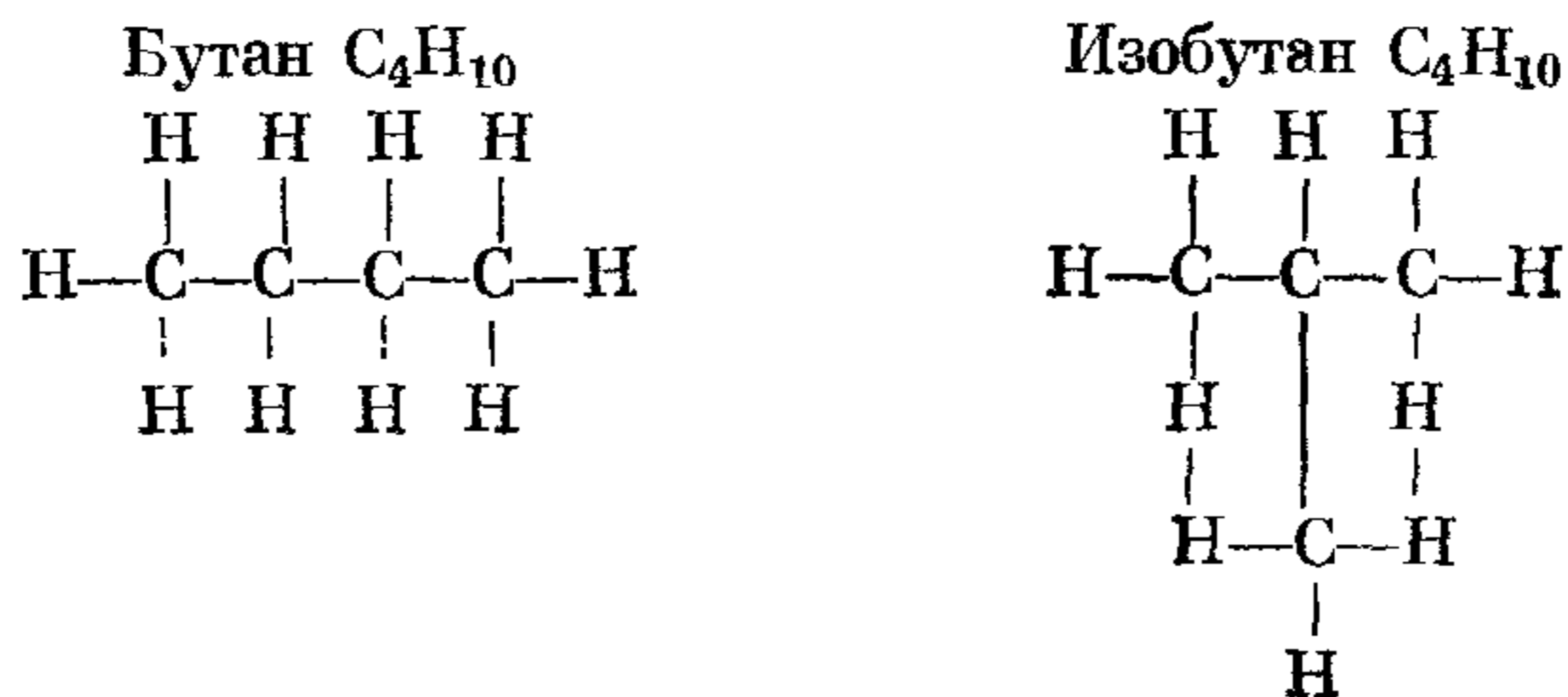
Структура топлива. В двигателях внутреннего сгорания применяют жидкие и газообразные топлива. Главным источником для получения жидкого топлива является природная нефть. В результате ее прямой перегонки и специальной вторичной переработки получают бензин, лигроин, керосин, дизельное топливо, соляровое масло, мазут и т. п. Кроме того, жидкое топливо можно получать также путем специальной переработки каменного и бурого угля, а также сланцев. В автомобильных и тракторных двигателях применяют бензин, дизельное топливо, а также газовое топливо. В распространенных в настоящее время многотопливных дизелях состав применяемых топлив расширился. В них может быть использовано до 71% топливных фракций нефти (в карбюраторных двигателях и дизелях, взятых вместе только 54%).

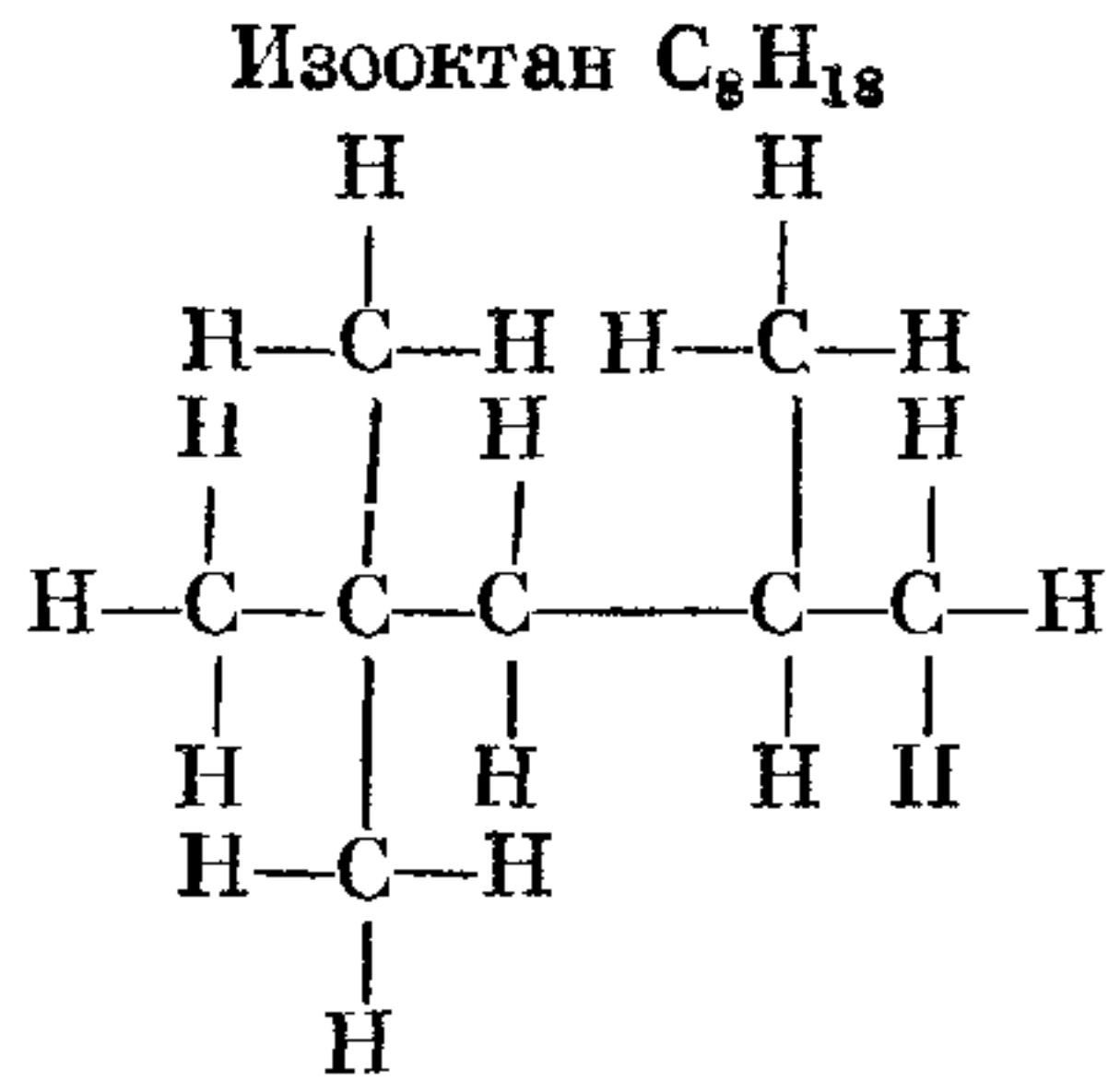
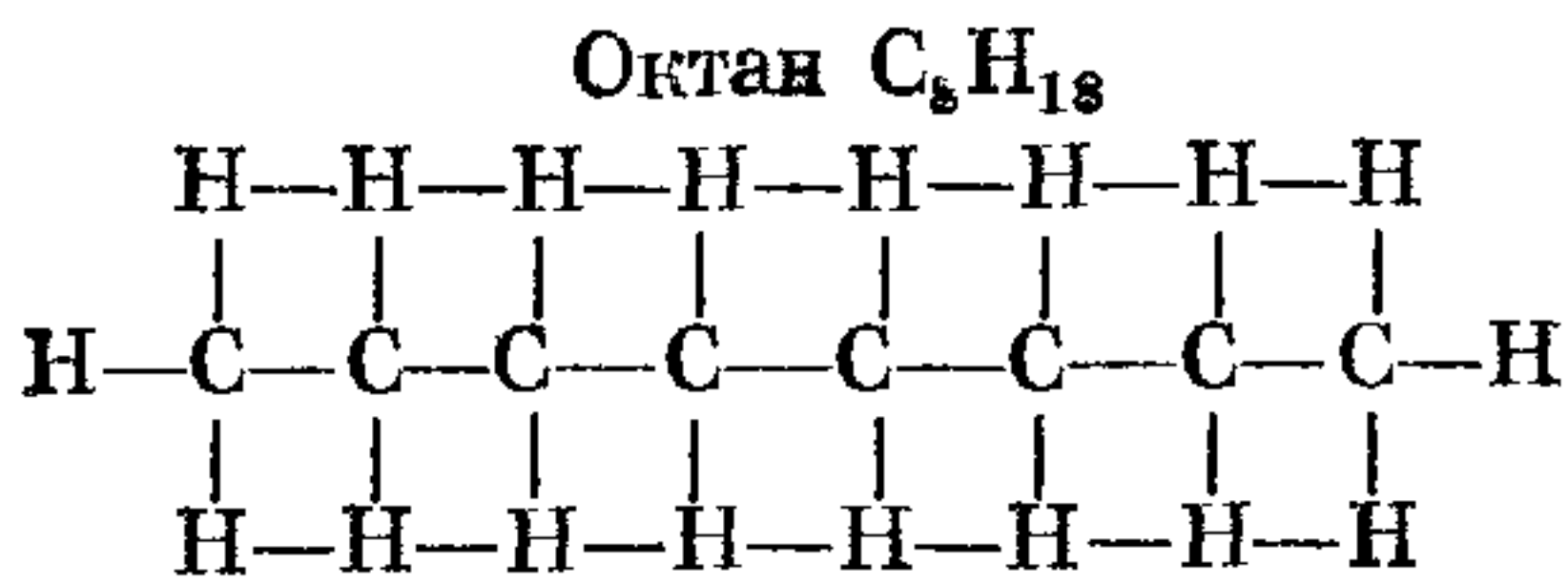
Жидкое топливо состоит в основном из смеси углеводородов, которые отличаются по групповому составу, определяющему химическую структуру топлива, и элементарному составу, показывающему содержание в нем отдельных элементов. Групповой состав характеризует содержание в топливе углеводородов различных гомологических рядов. Он определяет основные физико-химические свойства топлива и влияет на процессы испарения, воспламенения и горения топлива.

Основными составляющими нефти являются углеводороды: парафины (алканы) вида C_nH_{2n+2} , нафтены (цикланы) вида C_nH_{2n} и ароматические углеводороды вида C_nH_{2n-6} и C_nH_{2n-12} . Олефиновые, диолефиновые и ацетиленовые углеводороды содержатся в нефти в незначительных количествах. В среднем в нефти содержится 84—85% углерода и 12—14% водорода, остальное составляют азот, кислород и сера. Углеводороды, входящие в состав жидких топлив, имеют в одной молекуле 5—30 атомов углерода (в бензине 5—12, в керосине и дизельном топливе — до 30).

Насыщенные углеводороды принадлежат к цепным органическим соединениям. Они могут иметь прямые или разветвленные цепочки углеродных атомов (алканы и изоалканы) и цепочки, замкнутые в кольца (цикланы). У этих углеводородов цепи атомов углерода соединены одинарными связями и полностью насыщены атомами водорода. У нормальных алканов (Н-алканы) цепи атомов углерода неразветвленные. В нефти наряду с Н-алканами находятся изомерные им углеводороды, имеющие структуру, при которой атомы углерода в молекулах образуют разветвленные цепи.

В качестве примера Н-алкана и его изомера И-алкана ниже приведены структурные формулы бутана, изобутана, октана и изооктана:



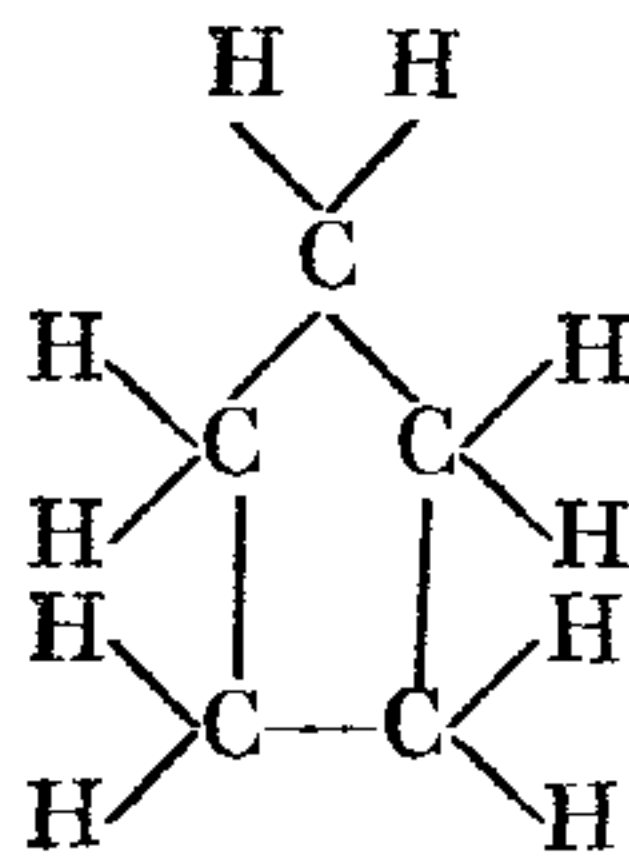


Чем более компактна молекула углеводорода, тем выше его детонационная стойкость, определяемая октановым числом.

В бензинах, применяемых в двигателях с искровым зажиганием, целесообразно в качестве компонентов иметь И-алканы, так как они обладают меньшей склонностью к детонации. Изооктан используют при сравнительной оценке детонационных качеств топлива. В дизельном топливе более ценными компонентами являются Н-алканы, обладающие по сравнению с изосоединениями более низкой температурой самовоспламенения, которая, кроме того, снижается с укрупнением молекулы. Поэтому в качестве дизельного топлива используют более тяжелые фракции нефти.

У цикланов, называемых также циклопарафинами, замкнутые кольца состоят из пяти или шести атомов углерода, соединенных между собой одинарными валентными связями.

В качестве примера ниже приведена структура молекулы циклопентана C_5H_{10} ;

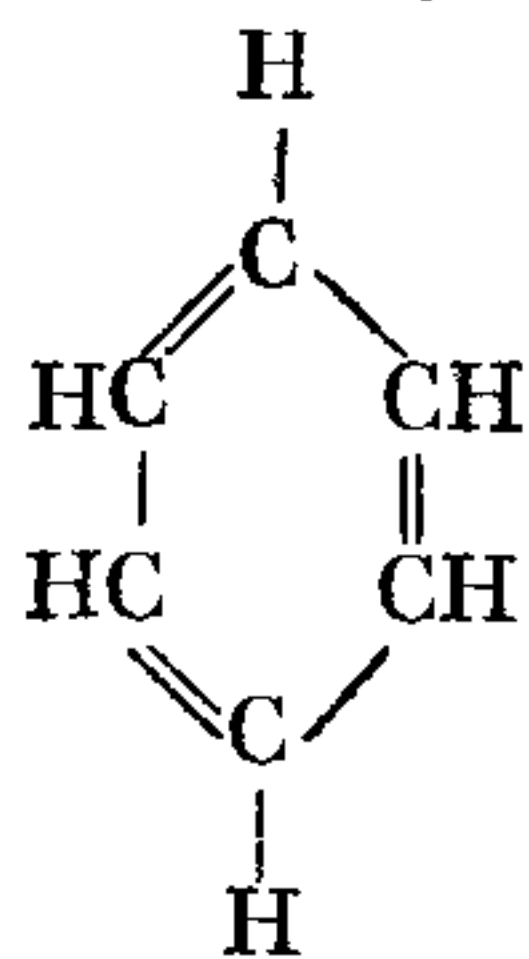


Такая структура молекул обеспечивает большую стойкость топлива к воспламенению. При содержании цикланов в бензине повышается его детонационная стойкость.

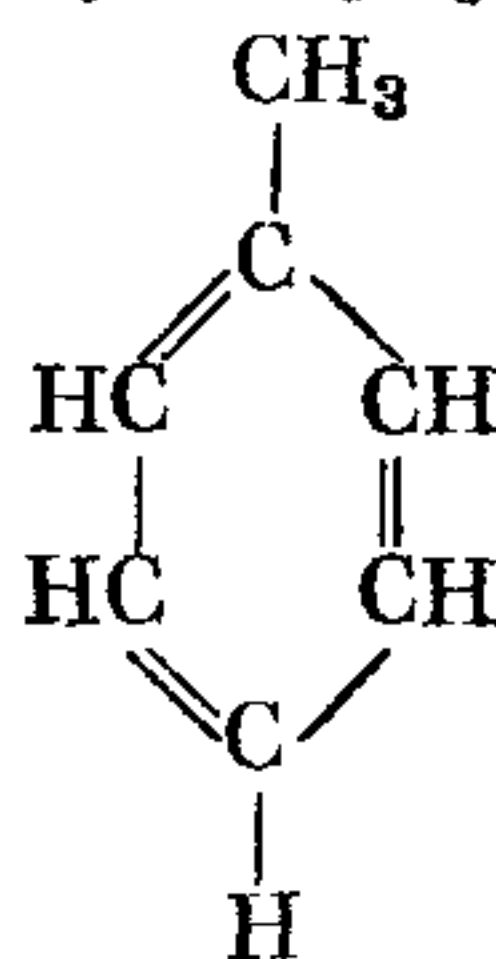
Ароматические углеводороды имеют кольцевое строение молекул с бензольным ядром из шести атомов углерода, связанных между собой тремя двойными и тремя одинарными связями.

Структурные формулы бензола и его первого гомолога метилбензола (толуола) приведены ниже:

Бензол C_6H_6



Толуол $C_6H_5(CH_3)$



Высокая устойчивость ароматических углеводородов с бензольным ядром объясняется их кольцевой структурой. Содержание ароматических углеводородов в бензине повышает его детонационную стойкость. Количество ароматиче-

ских углеводородов в бензине, получаемом прямой перегонкой нефти, составляет 10—15%. Одним из способов повышения детонационной стойкости является применение каталитического реформинга. При этом способе можно образовать до 65—70% ароматических соединений. Заметим, что бензины, содержащие ароматические соединения, обладают повышенной склонностью к нагарообразованию.

Элементарный состав топлива. Элементарным составом топлива называют массовое или объемное содержание отдельных элементов в топливе. Элементарный состав жидкого топлива принято выражать в единицах массы. Например, в 1 кг изооктана (C_8H_{18}) содержится 0,842 кг углерода (С) и 0,158 кг водорода (Н). Для 1 кг жидкого топлива, состоящего из углерода (С), водорода (Н) и кислорода (O_T), при отсутствии серы можно написать:

$$C + H + O_T = 1 \text{ кг.} \quad (36)$$

Газообразное топливо, применяемое для автомобильных двигателей, состоит из смеси различных газов — горючих и инертных. Его состав принято выражать в объемных единицах или молях.

Для 1 м³ или 1 моля газообразного топлива, обозначая объемные доли каждого газа, входящего в смесь, химической формулой, можно написать:

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1. \quad (37)$$

В автомобильных двигателях применяют сжимаемые и сжиженные газы. Сжимаемые газы обычно состоят из смеси метана, свободного водорода, окиси углерода, а также некоторого количества негорючих (инертных) газов — азота, углекислого газа, кислорода и др. При нормальной температуре сжимаемые газы могут быть сжаты до высокого давления (20 МПа) и не переходят в жидкое состояние. Сжимаемые газы делятся на газы, имеющие высокие значения теплоты сгорания ($H_u = 23 \div 37,5$ МДж/м³) и средние значения ($H_u = 14,5 \div 23$ МДж/м³). К газам, обладающим высокой теплотой сгорания относятся природные, нефтяные (промысловые), канализационные газы, а также метановая фракция коксового газа, получаемая на азотно-туковых заводах, к газам, имеющим средние значения, — коксовый, городской (светильный) и некоторые промышленные газы.

Сжиженные газы, являющиеся продуктами нефтяного попутного и природного газов, состоят из пропана, нормального бутана и его изомера, некоторого количества этана и небольшого количества пентана. В сжиженных газах, получаемых при переработке нефти, нефтепродуктов и твердых топлив, наряду с перечисленными газами, входят пропилен, бутилен и его изомер, а также небольшое количество этилена. Сжиженные газы по сравнению с сжимаемыми газами характеризуются большей концентрацией тепловой энергии в единице объема и существенно меньшим давлением, при котором газ в сжиженном виде содержится в баллонах (примерно при $t = 15^\circ\text{C}$, $p_6 = 1,6$ МПа). При использовании на автомобилях сжиженных газов снижаются требования к устанавливаемым на автомобиле газовым баллонам.

Применяемые для автомобильных двигателей газообразные топлива транспортируются в баллонах в сжатом или в сжиженном состоянии. При использовании сжимаемого газа в автомобильных двигателях он подается из баллона через подогреватель и редуктор, в котором давление газа снижается до 0,1 МПа (атмосферное давление). В случае применения сжиженных газов они из баллона подаются в двигатель через теплообменник-испаритель и редуктор. В испарителе сжиженное топливо переходит в газообразное состояние, и в цилиндр двигателя через смеситель поступает гомогенная топливовоздушная смесь.

Наибольшее распространение в качестве топлива на автомобильных двигателях получили сжиженные газы.

Газообразные топлива по сравнению с бензином обладают более высокой детонационной стойкостью (см. табл. 4).

§ 3. Краткие сведения о свойствах топлива

Испаряемость топлива. Испаряемость топлива, зависящая от его фракционного состава, упругости паров, поверхностного натяжения и теплоты парообразования, является одной из основных характеристик топлива. Ее определяют в специальном приборе путем нагревания топлива и последовательного отбора фракций, выкипающих в определенных интервалах температур.

Фракционный состав топлив устанавливается ГОСТом. Характерными точками для каждого топлива являются температуры, при которых выкипают 10; 50 и 90% его объема, а для бензинов и температура конца кипения.

График зависимости фракционного состава топлива от температуры называют *кривой фракционной разгонки*. Фракционный состав топлива существенно влияет на полноту испарения, скорость образования топливовоздушной смеси и процесс сгорания. На рис. 17 приведены кривые фракционной разгонки различных топлив.

Для бензина (кривая 1) процесс разгонки ограничен температурами от 35—55 до 200° С, для дизельного топлива (кривая 3) — от 185—200 до 350° С. Кривая 2 характеризует фракционную разгонку керосина, применявшегося ранее в тракторных двигателях с искровым зажиганием.

Более высокие температуры разгонки нефти относятся к тем ее составляющим, из которых получают смазочные масла, мазуты и остатки (в том числе асфальт).

Детонационная стойкость и воспламеняемость топлива. Автомобильный бензин применяется в двигателях с искровым зажиганием. В этих двигателях скорость горения топливовоздушной смеси не должна превосходить некоторых пределов. В случае чрезмерно высокой скорости сгорания в последней его фазе процесс протекает ненормально (детонационное сгорание), с резкими стуками, перегревом и даже разрушением основных деталей. Кроме условий работы возникновение детонации зависит от склонности топлива к детонационному сгоранию, которая у разных бензинов различна и зависит от их группового состава. Детонационная стойкость бензинов оценивается *октановым числом (ОЧ)*, которое численно равно процентному содержанию (по объему) трудно детонирующего изооктана (2-2-4-триметилпентан) в смеси с легко детонирующим *Н*-гептаном, эквивалент-

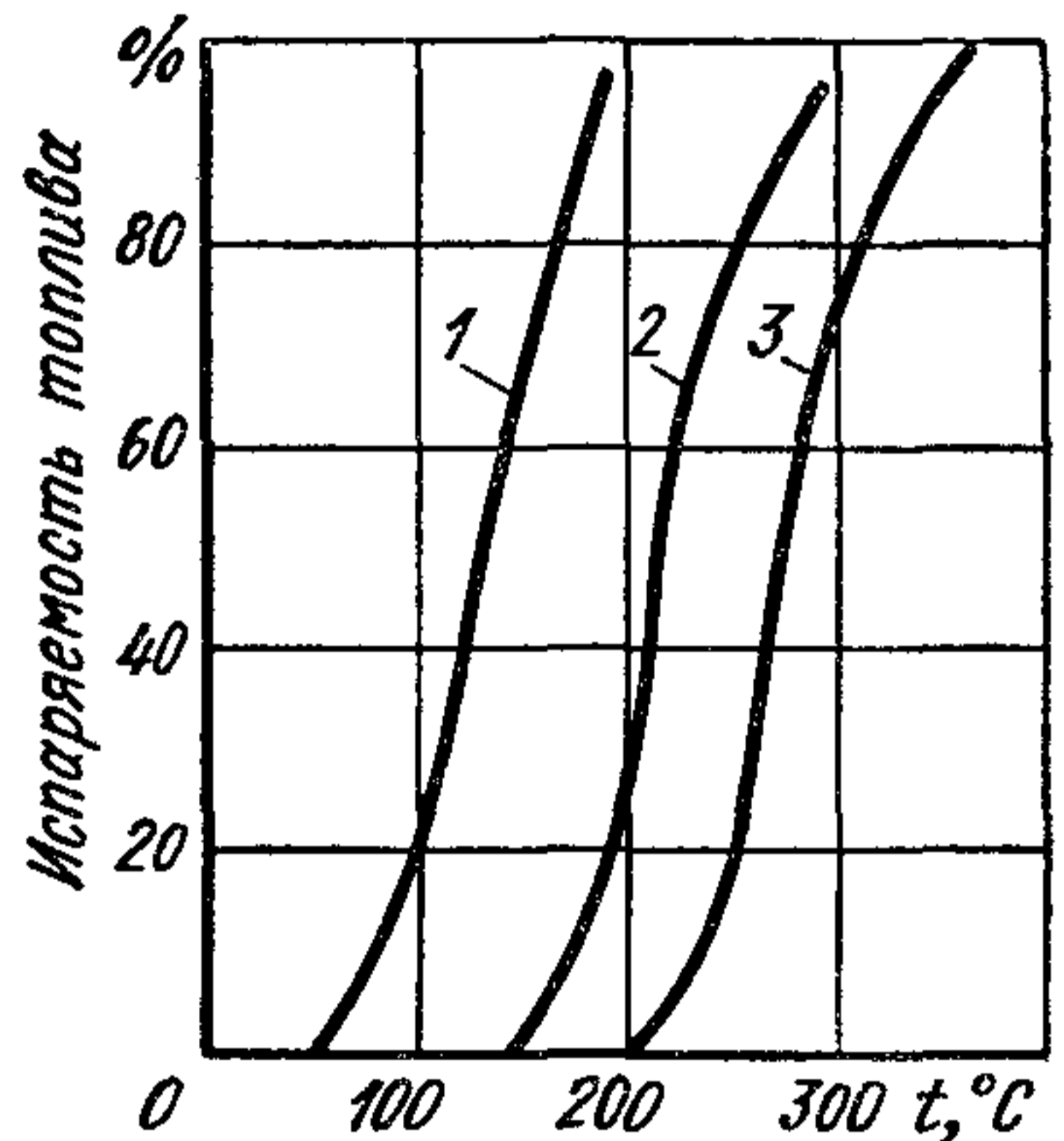


Рис 17. Кривые фракционной разгонки различных топлив

ной по детонационным свойствам данному бензину при испытании в стандартных условиях на специальном одноцилиндровом двигателе.

В дизелях топливо впрыскивается в нагретый вследствие сжатия воздух. Основным требованием к дизельному топливу является легкость его воспламенения при соприкосновении с нагретым воздухом. Она оценивается минимально возможным интервалом времени от момента начала подачи топлива до его воспламенения. Этот интервал, называемый *периодом задержки воспламенения*, зависит не только от условий работы, но в значительной мере и от физико-химических свойств топлива. Воспламеняемость топлива оценивается *цетановым числом* (ЦЧ). Для одних и тех же условий в конце процесса сжатия цетановое число определяется периодом задержки воспламенения. Чем оно выше, тем меньше период задержки воспламенения.

Определение ЦЧ производят различными методами на специальных стандартизированных одноцилиндровых двигателях, где сравнивают испытуемое топливо с эталонной смесью двух химически чистых углеводородов — цетана $C_{16}H_{34}$, который легко воспламеняется (ЦЧ = 100), и α -метилнафталина $C_{10}H_7CH_3$, который трудно воспламеняется (ЦЧ = 0). ЦЧ данного топлива характеризуется процентным содержанием цетана в смеси с α -метилнафталином, имеющей тот же период задержки воспламенения, что и испытуемое топливо в тех же условиях.

В табл. 2 и 3 приведены некоторые из основных показателей топлив, применяемых в автотракторных двигателях.

Для повышения детонационной стойкости бензина наряду со специальной его обработкой применяют присадку к топливу — этиловую жидкость. Процентное содержание в топливе этой присадки ввиду ее токсичности ограничено. Этилированные бензины согласно ГОСТ 2084—67 должны иметь специальную окраску. При хранении, перевозке и применении этилированного бензина должны соблюдаться правила обращения с ним.

Для эксплуатации автомобилей в городах и районах с большой плотностью населения, а также непосредственно на предприятиях должны вырабатываться и поставляться неэтилированные бензины всех марок.

В нашей стране автомобильные дизельные топлива вырабатываются в соответствии с требованиями двух ГОСТов. По ГОСТ 305—73 изготавливают дизельные топлива из сернистых нефтей, а по ГОСТ 4749—73 — из малосернистых.

Согласно указанным ГОСТам установлены четыре марки дизельного топлива: А и ДА — арктическое, применяемое в дизелях, эксплуатируемых при температуре ниже $-30^{\circ}C$; З, ЗС (зимнее северное) и ДЗ, используемое при температуре выше $-30^{\circ}C$ до $0^{\circ}C$; при температуре воздуха выше $0^{\circ}C$ применяют топлива Л и ДЛ; топливо ДС (дизельное специализированное) отличается от других более высокими значениями цетанового числа (ЦЧ-50) и температуры вспышки ($90^{\circ}C$). Некоторые из основных показателей дизельных топлив приведены в табл. 3.

**2. Основные показатели автомобильных бензинов
(по ГОСТ 2084—67)**

Показатели	А-72	А-76	А-93	А-98
Детонационная стойкость, характеризуемая октановым числом, определяемым по методу: моторному, не менее исследовательскому, не менее	72 Не нормируется	76 Не нормируется	85 93	89 98
Содержание тетраэтилсвинца, г/кг (не более)	Отсутствует	0,041	0,82	0,82
Фракционный состав: температура начала перегонки, °С (не ниже): летнего бензина зимнего бензина	35	35	35	35
10% перегоняется бензина при температуре, °С (не выше): летнего зимнего	70 55	70 55	70 55	70 —
50% перегоняется бензина при температуре, °С (не выше): летнего зимнего	115 100	115 100	115 100	115 —
90% перегоняется бензина при температуре, °С (не выше): летнего зимнего	180 160	180 160	180 160	180 —
температура конца кипения бензина, °С (не выше): летнего зимнего	195 185	195 185	195 185	195 —
остаток в колбе, % (не более) » и потери, % »	1,5 4,0	1,5 4,0	1,5 4,0	1,5 4,0

3. Основные показатели дизельных топлив

Показатели	ГОСТ 305—73				ГОСТ 4749—73			
	А	З	Л	ЗС	ДА	ДЗ	ДЛ	ДС
Цетановое число, не менее	45	45	45	45	45	45	45	50
Фракционный состав: 50% перегоняется при температуре, °С (не выше)	240	250	280	280	255	280	290	280
96% перегоняется при температуре, °С (не выше)	330	340	360	340	330	340	360	340
Вязкость при 20 °С, сСт	1,5— 2,5	1,8— 3,2	3,0— 6,0	1,8— 3,2	1,5— 4,0	3,5— 6,0	3,5— 6,0	4,5— 8,0
Зольность, % (не более)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Содержание серы, % (не более)	0,4	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2

Кроме параметров, указанных в табл. 2 и 3, ГОСТ предусматриваются еще требования, которым должны удовлетворять топлива для двигателей. К ним относятся упругость паров, вязкость, плотность, температура застывания, вспышки и самовоспламенения, кислотность, содержание смол, поверхностное натяжение, коксообразование, зольность и др.

В случае применения дизельного топлива с повышенным содержанием серы возможен чрезмерный износ зеркала цилиндра и поршневых колец. Во избежание увеличения этого износа при наличии в дизельном топливе серы более 0,2% (но не более 1,0%) должно использоваться дизельное масло с присадкой ЦИАТИМ-339, или с присадкой АзНИИ-7, или с присадкой, допущенной для дизелей данного типа.

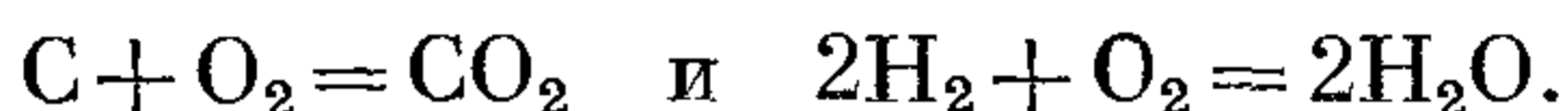
Для увеличения цетанового числа топлива в некоторых случаях к применяемым в дизелях топливам добавляются специальные присадки (нитраты и перекиси различных типов в количестве 0,5—3%). Для снижения дымности добавляют антидымные присадки.

§ 4. Химические реакции при сгорании топлива

Сгорание топлива в цилиндре двигателя является сложным химическим процессом. Опуская все промежуточные стадии процесса сгорания, рассмотрим конечные химические реакции элементов, входящих в состав топлив, с кислородом воздуха.

Химические реакции при полном сгорании жидкого топлива. Элементарный состав топлив определяют по уравнению (36).

При полном сгорании топлива предполагается, что в результате реакций углерода и водорода с кислородом воздуха образуются соответственно углекислый газ и водяной пар. В этом случае окисление углерода и водорода топлива соответствует химическим уравнениям:



При расчетах исходных и конечных продуктов реакции в массовых единицах получим:

для С кг | С |

$$C \text{ кг } |C| + \frac{8}{3} C \text{ кг } |O_2| = \frac{11}{3} C \text{ кг } |CO_2|; \quad (38)$$

для Н кг | Н₂ |

$$H \text{ кг } |H_2| + 8H \text{ кг } |O_2| = 9H \text{ кг } |H_2O|. \quad (39)$$

При расчете в кмоль

$$C \text{ кг } |C| + \frac{C}{12} \text{ кмоль } |O_2| = \frac{C}{12} \text{ кмоль } |CO_2|; \quad (40)$$

$$H \text{ кг } |H_2| + \frac{H}{4} \text{ кмоль } |O_2| = \frac{H}{2} \text{ кмоль } |H_2O|. \quad (41)$$

Из уравнений (40) и (41) видно, что в результате реакции углерода с кислородом объем числа молей конечных продуктов реакции CO₂ равен объему участвующего в реакции кислорода. Реакции водо-

рода с кислородом приводят к двукратному увеличению объема (числа молей) водяного пара по сравнению с израсходованным кислородом.

Определение теоретически необходимого количества воздуха при полном сгорании жидкого топлива. Наименьшее количество кислорода O_0 , которое требуется подвести извне к топливу для полного его окисления, называется *теоретически необходимым количеством кислорода*. Из уравнений (38) и (39) следует, что для полного сгорания 1 кг топлива нужно следующее количество кислорода при расчете:

$$O_0 = \frac{8}{3} C + 8H - O_T \quad (42)$$

или по уравнениям (40) и (41) при расчете в кмоль

$$O_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32}. \quad (43)$$

В двигателях внутреннего сгорания необходимый для сгорания кислород содержится в воздухе, который вводят в цилиндр в процессе впуска. Учитывая, что кислорода в воздухе по массе содержится приблизительно 23%, а по объему 21%, получим соответственно теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива в кг:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) \quad (44)$$

или в кмоль

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{21} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right). \quad (45)$$

Кажущаяся молекулярная масса воздуха $\mu_B = 28,97$, следовательно:

$$l_0 = \mu_B L_0 = 28,97 L_0. \quad (46)$$

Теоретически необходимое количество воздуха l_0 (L_0) для сгорания стехиометрического состава смеси может быть найдено через характеристику топлива β , которая определяется по формуле

$$\beta = \frac{3 \cdot 0,79}{C} \left(H - \frac{O_T}{8} \right) = \frac{2,37}{C} \left(H - \frac{O_T}{8} \right). \quad (47)$$

Характеристика топлива β при его сгорании в атмосферном воздухе зависит от элементарного состава топлива и количества кислорода в воздухе.

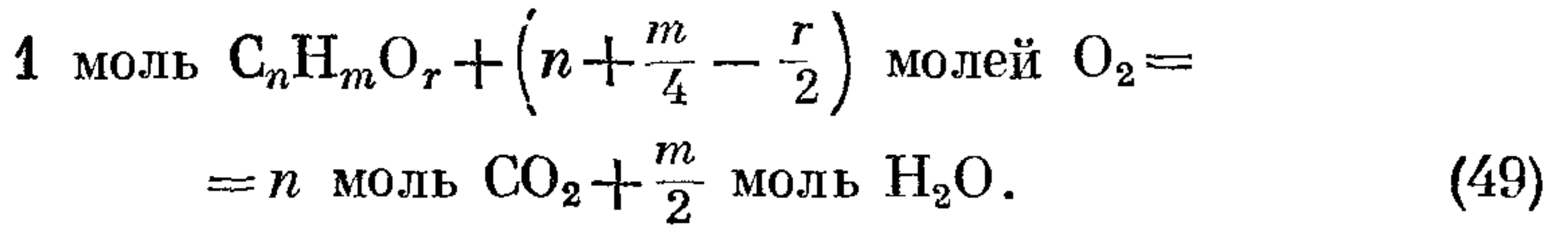
После некоторых преобразований формула (45) при расчете (в кмоль) примет вид

$$L_0 = \frac{C}{1,99} (0,79 + \beta). \quad (48)$$

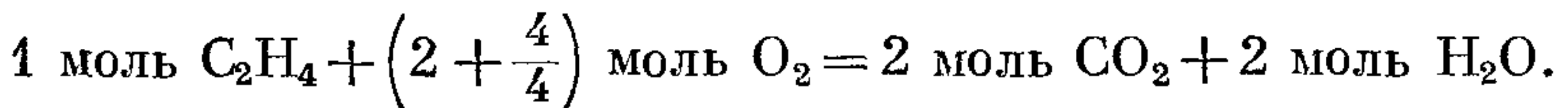
Значения β и L_0 приведены в табл. 5.

Химические реакции при полном сгорании газообразных топлив. Уравнение реакции сгорания компонента газообразного топлива

типа $C_nH_mO_r$ можно написать исходя из того, что для сгорания n атомов С требуется n молей O_2 , и в результате такой реакции образуется n молей CO_2 ; для сгорания $m/2$ молей H_2 требуется $m/4$ молей O_2 , и в результате образуется $m/2$ молей H_2O . Тогда с учетом наличия кислорода O_r в данном газе реакция окисления компонента выражается уравнением



Например, химическая реакция C_2H_4 с кислородом на основании формулы (49) имеет вид



Теоретически необходимое количество воздуха (в моль или m^3) для сгорания 1 моля или 1 m^3 газообразного топлива, состоящего из ряда компонентов типа $C_nH_mO_r$, определится из выражения

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_nH_mO_r, \quad (50)$$

где $C_nH_mO_r$ — объемные доли отдельных компонентов в газообразном топливе.

Коэффициент избытка воздуха. В автомобильном двигателе в зависимости от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива и режима работы количество действительно потребляемого воздуха может быть больше теоретически необходимого для полного сгорания, равно ему или меньше.

Отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр двигателя (l в кг или L в кмоль) к количеству воздуха, теоретически необходимому для сгорания 1 кг топлива, называется *коэффициентом избытка воздуха* и обозначается через α :

$$\alpha = l/l_0 \quad (51)$$

или

$$\alpha = L/L_0. \quad (52)$$

При стехиометрической смеси $L = L_0$ ($l = l_0$) коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$; если $\alpha < 1$ (недостаток кислорода), смесь называют *богатой*; при $\alpha > 1$ (избыток кислорода), смесь называют *бедной*.

В бензиновых двигателях с воспламенением однородной смеси от искры и смешанным регулированием при полностью открытой дроссельной заслонке наибольшая экономичность и достаточно устойчивое протекание процесса сгорания достигаются при $\alpha = 1,1 \div 1,3$. Максимальная мощность этих двигателей обеспечивается при некотором обогащении смеси ($\alpha = 0,85 \div 0,9$). Устойчивая работа двигателя на малых нагрузках и холостом ходу требует большего обогащения смеси. При $\alpha < 1$ из-за недостатка кислорода

топливо не сгорает полностью, вследствие чего происходит неполное выделение теплоты при сгорании и в отработавших газах появляются продукты неполного окисления (CO , H , CH_4 и др.).

В дизелях, в которых применяется качественное регулирование, коэффициент α в зависимости от нагрузки меняется в широких пределах (от 5 и более при малой нагрузке до 1,4—1,25 при полной). На рис. 18 приведены кривые зависимости коэффициента α от нагрузки двигателя.

Проф. Е. К. Мазинг предложил также оценивать состав топливовоздушной смеси величиной $1/\alpha$, названной им коэффициентом использования воздуха. Эту величину, поделенную на теоретически необходимое количество воздуха $1/\alpha l_0$, часто используют при анализе рабочего процесса двигателя и называют топливовоздушным отношением.

Горючая смесь и состав продуктов сгорания при $\alpha \geq 1$ (полное сгорание). В двигателе с искровым зажиганием воздух и топливо в виде горючей смеси поступают в цилиндр в процессе впуска. При полном сгорании 1 кг топлива общее количество горючей смеси (в кмоль), состоящей из паров топлива и воздуха,

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \quad (53)$$

где μ_T — молекулярная масса топлива (см. табл. 5).

В дизеле топливовоздушная смесь образуется в камере сгорания за время впрыска топлива в конце процесса сжатия и в течение процесса сгорания. Вследствие этого, а также из-за малого объема, занимаемого жидким топливом, молекулярную массу топлива не учитывают, тогда (в кмоль)

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (54)$$

Для газообразного топлива (в кмоль или м^3)

$$M_1 = 1 + \alpha L_0. \quad (55)$$

Для любого топлива масса смеси (в кг)

$$G_1 = 1 + \alpha l_0. \quad (56)$$

При полном сгорании жидкого топлива ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из образовавшихся в результате реакции углекислого газа, водяного пара, избыточного кислорода и азота. Общее количество продуктов сгорания (в кмоль), отнесенное к 1 кг топлива,

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}. \quad (57)$$

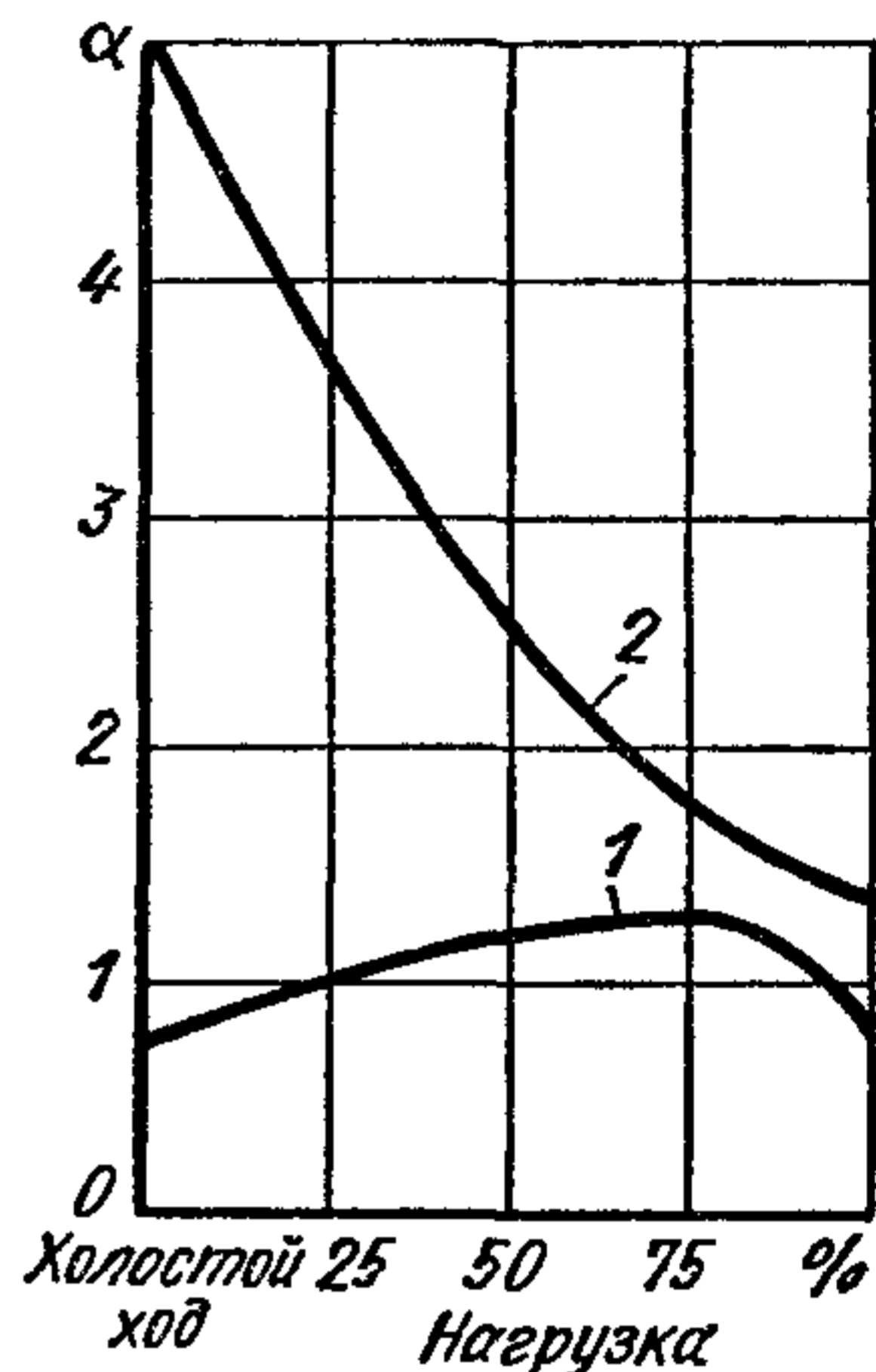


Рис. 18. Пределы изменения коэффициента α в зависимости от нагрузки:

1 — карбюраторный двигатель; 2 — дизель

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания (в кмоль) определяется по следующим уравнениям:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}; \quad (58)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (59)$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21\alpha L_0 - 0,21L_0 = 0,21(\alpha - 1)L_0, \quad (60)$$

где $0,21\alpha L_0$ — масса поступившего кислорода, кмоль; $0,21L_0$ — масса кислорода, принявшего участие в реакции, кмоль.

Выражая L_0 через характеристику топлива β по уравнению (48) и учитывая, что $1,99 = 0,21 \cdot 12 \cdot 0,79$, получим (в кмоль)

$$M_{\text{O}_2} = \frac{C}{12 \cdot 0,79} (0,79 + \beta) (\alpha - 1); \quad (61)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0 = \frac{C\alpha}{12 \cdot 0,21} (0,79 + \beta). \quad (62)$$

После подстановки в уравнение (57) выражений (58) — (60) и (62) находим:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\alpha - 1)L_0 + 0,79\alpha L_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0,21L_0. \quad (63)$$

Подставив вместо $0,21L_0$ его значение из выражения (45), будем иметь (в кмоль)

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - \frac{C}{12} - \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32} = \alpha L_0 + \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right). \quad (64)$$

Определим количество продуктов сгорания (в кмоль) через характеристику топлива. Из формул (58), (59), (61) и (62) имеем

$$M_2 = \frac{H}{2} + \frac{C}{12} \left[1 + (0,79 + \beta) \left(\frac{\alpha - 1}{0,79} + \frac{\alpha}{0,21} \right) \right]. \quad (65)$$

После соответствующих преобразований получим

$$M_2 = \frac{H}{2} + \alpha L_0 - \frac{\beta C}{12 \cdot 0,79}. \quad (66)$$

Для стехиометрического состава смеси ($\alpha = 1$)

$$M_{\text{O}_2} = 0;$$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0. \quad (67)$$

Тогда для любого значения $\alpha > 1$ количество продуктов сгорания (в кмоль)

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79L_0 + 0,79(\alpha - 1)L_0 + 0,21(\alpha - 1)L_0 = \\ &= (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1)L_0, \end{aligned} \quad (68)$$

где $0,79(\alpha - 1)L_0$ и $0,21(\alpha - 1)L_0$ — соответственно массы избыточного азота и кислорода в продуктах сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Масса продуктов сгорания (в кг) при сгорании 1 кг жидкого топлива

$$G_2 = \frac{11}{3} C + 9H + 0,23 (\alpha - 1) l_0 + 0,77 \alpha l_0 = G_1. \quad (69)$$

Определим количество продуктов сгорания при сгорании газообразного топлива. Для 1 моля (или 1 м³) газообразного топлива имеем количество отдельных составляющих (в моль или м³)

$$M_{CO_2} = \sum n (C_n H_m O_r); \quad (70)$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r); \quad (71)$$

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0; \quad (72)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 + N_2, \quad (73)$$

где N_2 — количество азота в топливе, моль или м³.

При сгорании 1 моля или 1 м³ газообразного топлива количество продуктов сгорания (в моль или м³)

$$M_2 = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + \alpha L_0 - 0,21 L_0 + N_2. \quad (74)$$

Прибавим и отнимем в правой части равенства $\sum C_n H_m O_r$ и подставим в член уравнения $0,21 L_0$ значение L_0 из формулы (50), тогда

$$M_2 = \sum \left(n + \frac{m}{2} - n - \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r + \sum C_n H_m O_r + N_2 + \alpha L_0, \quad (75)$$

где M_2 — в моль или м³.

Учитывая, что $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1$, получим (в моль или м³)

$$(M_2)_{\alpha > 1} = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r + 1 + \alpha L_0. \quad (76)$$

Для $\alpha = 1$ из уравнения (74) имеем

$$(M_2)_{\alpha=1} = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + 0,79 L_0 + N_2, \quad (77)$$

тогда

$$(M_2)_{\alpha > 1} = (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1) L_0. \quad (78)$$

Из выражений (68) и (78) видно, что при $\alpha > 1$ количество продуктов сгорания равно $(M_2)_{\alpha < 1}$ плюс избыточное количество воздуха $L_0 (\alpha - 1)$, не принимавшего участия в сгорании.

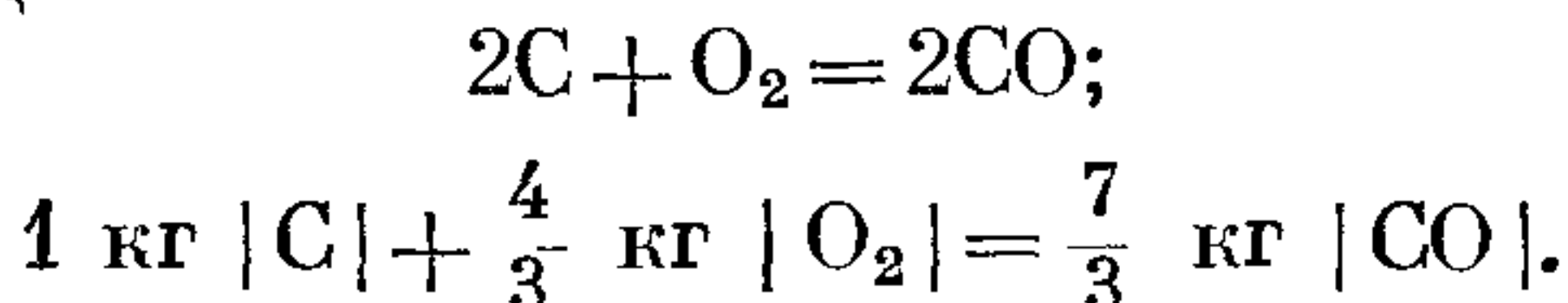
Состав продуктов сгорания при $\alpha < 1$ (неполное сгорание жидкого топлива). На некоторых режимах работы двигателя с искровым зажиганием необходимо обогащать горючую смесь, когда $\alpha < 1$ (см. кривую I на рис. 18). В этих условиях из-за недостатка кислорода часть углерода топлива сгорает в окись углерода, а часть водорода не реагирует с кислородом. Анализ отработавших газов (при $\alpha < 1$) показывает, что отношение числа молей водорода и окиси

углерода примерно постоянно для данного топлива и не зависит от величины α . Обозначим это отношение через

$$K = M_{H_2}/M_{CO}. \quad (79)$$

Согласно опытам для бензинов, у которых $H/C = 0,17 \div 0,19$, отношение $K = 0,45 \div 0,50$, а в случае $H/C = 0,13$ $K = 0,30$.

Химическая реакция углерода с кислородом при неполном сгорании имеет вид



Обозначив через φ долю углерода $|C|$ топлива, сгоревшего в CO , получим

$$\varphi C \text{ кг } |C| + \frac{4}{3} \varphi C \text{ кг } |O_2| = \frac{7}{3} \varphi C \text{ кг } |CO| \quad (80)$$

или

$$\varphi C \text{ кг } |C| + \frac{\varphi C}{24} \text{ кмоль } |O_2| = \varphi \frac{C}{12} \text{ кмоль } |CO|. \quad (81)$$

Из уравнения (81) видно, что при сгорании углерода в CO объем продуктов сгорания увеличивается в 2 раза по сравнению с объемом кислорода, принявшего участие в сгорании.

При сгорании углерода частично в CO_2 и CO количество продуктов сгорания (в кмоль)

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12} (1 - \varphi) + \frac{\varphi C}{12} = \frac{C}{12}. \quad (82)$$

Количество водяных паров в продуктах сгорания в случае неполного сгорания определяется из уравнения

$$(1 - \varphi_1) H \text{ кг } |H_2| + \frac{1 - \varphi_1}{4} H \text{ кмоль } |O_2| = \frac{1 - \varphi_1}{2} H \text{ кмоль}, \quad (83)$$

где φ_1 — доля свободного водорода; $(1 - \varphi_1)$ — доля водорода, окисленного в H_2O .

Количество свободного водорода (в кмоль) в продуктах сгорания

$$M_{H_2} = \frac{\varphi_1}{2} H. \quad (84)$$

Суммарное количество водяных паров и водорода в продуктах сгорания (в кмоль)

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{1 - \varphi_1}{2} H + \frac{\varphi_1}{2} H = \frac{H}{2}. \quad (85)$$

С учетом азота, содержащегося в воздухе, общее количество продуктов сгорания из уравнений (82) и (85) (в кмоль)

$$(M_2)_{\alpha \leq 1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 \quad (86)$$

или, выражая L_0 через характеристику топлива [уравнение (48)],

$$(M_2)_{\alpha \leq 1} = \frac{H}{2} + \frac{C}{2,52} [0,21 + \alpha (0,79 + \beta)]. \quad (87)$$

В случае неполного сгорания при $\alpha < 1$, количество участвующего в реакции кислорода, необходимое для сгорания углерода в CO_2 ,

$$(1 - \varphi) \frac{C}{12} = M_{CO_2}; \quad (88)$$

углерода в CO

$$\frac{\varphi C}{24} = \frac{M_{CO}}{2}; \quad (89)$$

водорода

$$(1 - \varphi_1) \frac{H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2}. \quad (90)$$

Общее количество кислорода, участвующего в реакции,

$$M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} = 0,21\alpha L_0 + \frac{O_T}{32} = \alpha \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) + \frac{O_T}{32}. \quad (91)$$

Из уравнений (82), (85) и (79) имеем

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}; \quad (92)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = \frac{H}{2} - KM_{CO}. \quad (93)$$

После подстановки выражений (92) и (93) в уравнение (91) получим

$$\frac{C}{12} - M_{CO} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{H}{2} - KM_{CO} \right) = \alpha \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) + \frac{O_T}{32},$$

или

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} - \alpha \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = \frac{M_{CO}}{2} (1 + K), \quad (94)$$

или

$$0,21 (1 - \alpha) L_0 = \frac{M_{CO}}{2} (1 + K). \quad (95)$$

Количество каждого компонента (в кмоль), входящего в состав продуктов сгорания, определяют по следующим формулам, полученным соответственно из выражений (79), (92), (93) и (95):

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \quad (96)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{2} - 0,42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \quad (97)$$

$$M_{H_2} = 0,42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0; \quad (98)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} L_0. \quad (99)$$

Количество азота

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0. \quad (100)$$

Образование токсичных компонентов в продуктах сгорания. В приведенных связях показаны конечные результаты химических реакций, при протекании которых выделяется тепловая энергия. В продуктах сгорания наряду с наличием основных компонентов [см. уравнение (57)] обнаруживаются в небольших количествах и другие компоненты. Их присутствие является результатом неполного сгорания топливовоздушной смеси и протекающих в процессе окисления при высокой температуре побочных реакций. К числу таких компонентов относятся окись углерода (СО), обнаруживаемая в продуктах сгорания даже при избытке воздуха ($\alpha \geq 1$); окислы азота, представляющие собой смесь разных окислов (NO, NO₂ и других), из которых наиболее токсичны NO₂, ее полимер N₂O₄; углеводороды C_xH_y — большая группа различных непрореагировавших углеводородных соединений; альдегиды — акролеин CH₂=CH—CH=O и формальдегид H₂C=O; частицы сажи — твердый фильтрат, состоящий главным образом из твердого углерода С.

Указанные компоненты содержатся в продуктах сгорания в небольшом количестве и на тепловой эффект реакции при $\alpha \geq 1$ влияют незначительно. При $\alpha < 1$ тепловой эффект реакции снижается в результате образования из части углерода СО. Присутствие этих компонентов крайне нежелательно, так как они обладают токсическими свойствами. Удаленные из цилиндра двигателя с отработавшими газами указанные компоненты загрязняют воздушный бассейн и вредно сказываются на здоровье людей. Поэтому в последнее время уделяется особое внимание обезвреживанию выбрасываемых в атмосферу отработавших газов. К числу токсичных составляющих продуктов сгорания необходимо отнести также окислы свинца, образующиеся при сгорании этилированного бензина (см. табл. 2).

Природа образования указанных компонентов в процессе сгорания различна. Компоненты СО, C_xH_y, альдегиды и сажа являются результатом неполного сгорания и термического разложения углеводородов даже тогда, когда имеется избыток кислорода. Количество указанных компонентов зависит от характера протекания промежуточных химических реакций.

Окись углерода образуется в сравнительно больших количествах (см. § 4) в двигателях с искровым зажиганием при работе на обогащенной смеси. В случае работы на бедной смеси, в частности, характерной для дизеля, при впрыске топлива в камеру сгорания оно неравномерно распределяется по объему и появляются зоны, в которых $\alpha < 1$. В таких условиях также может образоваться СО, однако ее концентрация сравнительно невелика.

Содержание углеводородов C_xH_y в продуктах сгорания объясняется наличием пристеночных зон в камере сгорания, где вследст-

* Содержание окислов азота обычно определяют в пересчете к N₂O₅.

вие соприкосновения заряда со стенками, имеющими сравнительно низкие температуры, происходит гашение пламени.

Альдегиды получаются в тот период, когда процесс окисления протекает при низких температурах. Такое явление наблюдается при пуске, а также на рабочих режимах в тех зонах, где горячая смесь охлаждается сравнительно холодными поверхностями, ограничивающими камеру сгорания. В дизеле, где впрыск топлива начинается непосредственно перед началом сгорания, альдегиды образуются при так называемых предпламенных реакциях, протекающих в период подготовки топливовоздушной смеси к сгоранию (см. гл. VI). Работа дизеля на сильно обедненной смеси, характерная для малых нагрузок, а также сгорание последней порции топлива в бензиновых двигателях, когда используется специальный метод организации процесса сгорания (послойное смесеобразование), приводит к образованию альдегидов.

Сажа, состоящая в основном из углерода, образуется в результате распада углеводородных молекул при недостатке кислорода. Такое протекание процесса характерно для дизеля, где при общем избытке кислорода (бедная смесь, $\alpha > 1$) в различных зонах камеры сгорания состав смеси неодинаковый. В результате в зонах, где смесь переобогащенная ($\alpha < 0,5$), наряду со сгоранием происходит распад топлива и выделяется углерод (сажа). В карбюраторных двигателях состав смеси однородный (гомогенный), и сажа при нормальной работе двигателя образуется практически в незначительных количествах.

Окислы азота получают при наличии атомарного кислорода в тех зонах камеры сгорания, в которых резко повышается температура в результате химической реакции окисления углеводородов топлива. Количество образующейся окиси азота зависит от содержания азота и кислорода в продуктах сгорания.

По данным исследований, при наибольших температурах цикла, характерных для двигателей внутреннего сгорания (в пределах 1800—2200 К для дизелей и 2500—2800 К двигателей с искровым зажиганием) из различных окислов азота больше всего образуется NO. (Из общего количества окислов азота у двигателей с искровым зажиганием NO составляют 99%, а у дизелей больше 90%). При понижении температуры, когда продукты сгорания выбрасываются в атмосферу, NO превращается в NO₂. Вследствие того, что этот процесс протекает медленно, он происходит не в выпускной системе двигателя, даже если в продуктах сгорания имеется кислород, а уже в атмосфере, и количество образующейся NO₂ определяется условиями протекания обменной диффузии продуктов сгорания с атмосферным воздухом.

В ряде стран установлены предельные нормы содержания отдельных токсических компонентов в продуктах сгорания. Эти нормы в связи с ростом парка автомобилей, находящихся в эксплуатации, периодически ужесточаются. В СССР существуют стандарты на предельно допустимые нормы содержания CO в продуктах сгорания при работе двигателя с искровым зажиганием без нагрузки — холостой

ход (ГОСТ 16533—70) и на содержание дыма в отработавших газах дизелей (ГОСТ 19025—73).

Состав продуктов сгорания. В зависимости от того, какие требования ставят при определении состава продуктов сгорания, выбирают соответствующую аппаратуру и методику анализа. Аппаратуре и методике анализа газовых проб посвящена специальная литература.

На рис. 19 приведены кривые содержания продуктов сгорания в отработавших газах дизеля и карбюраторного двигателя в зависимости от α . Изменение коэффициента α зависит от нагрузки двигателя.

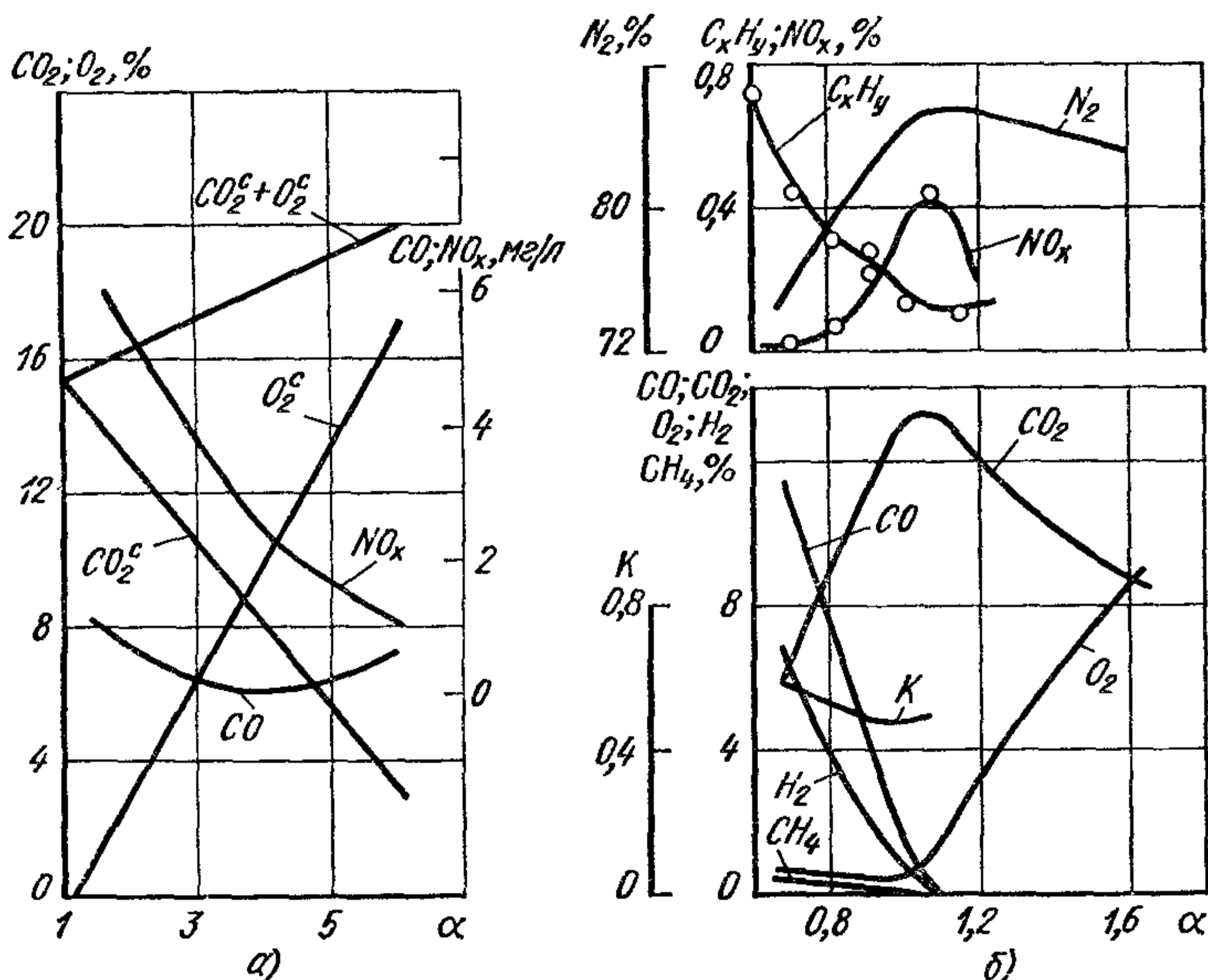


Рис. 19. Зависимость содержания компонентов сгорания в отработавших газах от нагрузки:

а — дизель, б — карбюраторный двигатель

Кривые для CO_2 , O_2 и N_2 в пересчете на сухую массу (рис. 19, а) для дизеля получены расчетом в предположении полного сгорания. Кривые изменения содержания NO_x и CO в отработавших газах в зависимости от нагрузки дизеля, соответствующей изменению α от 6,0 до 1,5, даны для двигателя с $s = 140$ мм и $D_{ц} = 130$ мм. Максимальное количество NO_x образуется при $\alpha \approx 1,6$, когда нагрузка дизеля близка к номинальной и температура в конце химической реакции сравнительно высокая. При снижении нагрузки уменьшается масса участвующего в реакции топлива и α растет. Вследствие этого количество выделяющейся теплоты и температура в конце химической реакции уменьшаются, что приводит к снижению количества NO_x при одновременном увеличении содержания CO . При значениях $\alpha < 1,6$ из-за недостатка кислорода в отдельных зонах химическая реакция протекает не полностью, максимальная темпе-

ратура снижается и количество NO_x уменьшается, а CO увеличивается.

Из приведенных для карбюраторного двигателя данных (рис. 19, б) видно, что при $\alpha < 1$ содержание CO и H_2 резко возрастает и в продуктах сгорания имеется небольшое количество кислорода, не участвовавшего в сгорании.

Максимальное значение NO_x достигается при $\alpha \approx 1,05$. Содержание C_xH_y увеличивается по мере обогащения смеси, а также при $\alpha > 1,15 \div 1,2$, когда процесс сгорания ухудшается.

§ 5. Теплота сгорания топлива

Качество топлива определяется *теплотой сгорания*, т. е. количеством выделившейся теплоты при полном сгорании массовой (для жидкого) или объемной (для газообразного) единицы топлива.

Теплоту сгорания топлива можно определить сжиганием его навески в специальной калориметрической установке (см. ГОСТ 21261—75). В результате полного сгорания топлива образуются углекислый газ и водяной пар. При определении количества выделившейся теплоты в калориметре продукты сгорания, образовавшиеся в процессе реакции, охлаждаются до начальной температуры. В этом случае водяной пар конденсируется с соответствующим выделением теплоты. Таким образом определяют высшую теплоту сгорания H_0 , т. е. все количество теплоты, выделившееся в результате реакции. В двигателе внутреннего сгорания отработавшие газы удаляются при высокой температуре, когда не происходит конденсации водяных паров. Поэтому расчеты целесообразно вести по низшей теплоте сгорания H_u , которая меньше высшей на величину скрытой теплоты парообразования воды.

Если известна высшая теплота (в Дж/кг), то низшую подсчитывают по приближенной формуле:

$$H_u = H_0 - r_v (9H + W) = H_0 - 2,512 \cdot 10^6 (9H + W), \quad (101)$$

где r_v — приближенное для технических расчетов значение скрытой теплоты парообразования 1 кг воды, $r_v = 2,512 \cdot 10^6$ Дж/кг; $9H$ — количество водяного пара, образующегося при сгорании H кг водорода, находящегося в 1 кг топлива, кг; W — количество влаги, содержащейся в 1 кг топлива, кг.

Для газообразного топлива теплота сгорания (в Дж/м³)

$$H_u = H_0 - 2,512 \cdot 10^6 \left[\frac{18}{22,4} \sum \left(\frac{m}{2} \text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r + W' \right) \right], \quad (102)$$

где W' — количество влаги, содержащейся в газе; $\frac{18}{22,4} \sum \frac{m}{2} \text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r$ — массовое количество водяного пара, образовавшегося при сгорании топлива, имеющего в составе компоненты, содержащие водород (18 — молекулярная масса водяного пара; 22,4 — объем 1 моля газа при температуре 0° С и давлении 0,1013 МПа; $m/2$ — объемное количество водяного пара, образующегося при сгорании H_m водорода).

4. Элементарный состав (в %) и низшая теплота сгорания различных горючих газов

Газ	Водород Н ₂	Метан СН ₄	Этилен С ₂ Н ₄	Этан С ₂ Н ₆	Пропилен С ₃ Н ₆	Пропан С ₃ Н ₈	Бутилен С ₄ Н ₈	Бутан С ₄ Н ₁₀	Тяжелые углеводороды С _n Н _m	Сероводород Н ₂ S	Азот N ₂	Окись углерода СО	Углекислый газ СО ₂	Кислород О ₂	Остаток	Низшая теплота сгорания Н _u , МДж/м ³
Природный	0,00— 0,30	82,27— 98,27	—	0,17— 5,8	—	0,00— 2,1	—	0,00— 1,0	0,00— 0,8	Следы	1,0— 9,3	—	0,00— 0,89	—	—	36,0—31,0
Промысловый	До 2,8	42,4— 85,7	—	4,0— 16,7	—	1,7— 20,5	—	0,8— 7,2	0,6— 3,1	Следы— 2,8	1,3— 16,2	—	0,2— 2,1	—	—	Среднее значение 51,6
Получаемый при термическом крекинге	0,2— 0,3	10,0— 16,0	1,5— 3,0	12—19	6,0— 10,0	17,5— 25,0	5,8— 8,1	9,5— 17,0	—	—	—	—	—	—	34,0	Значения Н _u зависят от объемного содержания r _i каждого компонента и определяются по уравнению $(H_u)_{см} = \sum_1^n r_i H_{u_i}$
каталитическом крекинге	1,0— 1,5	8,0— 12,0	2,0— 3,0	8,0— 10,0	10,0— 15,0	10,0— 15,0	—	23,0— 32,0	—	—	—	—	—	—	—	
каталитическом риформинге	8,0— 10,0	4,0— 10,0	—	10,0— 15,0	—	35,0— 40,0	—	30,0— 40,0	—	—	—	—	—	—	—	
комсовании	1,0— 2,0	20,0— 30,0	10,0— 15,0	15,0— 20,0	20,0— 25,0	5,0— 10,6	—	13,0— 20,0	—	—	—	—	—	—	—	
фракционированием газа на газобензиновых заводах	—	62,3	—	13,3	—	13,5	—	9,5	—	—	—	—	—	—	—	
Промышленный: синтез-газ	9,0	52,0	—	—	—	—	—	—	3,4	—	24,6	11,0	—	—	—	22,2
городской (светильный)	27,8	16,0	—	—	—	—	—	—	8,6	—	22,0	20,6	5,0	0,6	—	18,0

Теплоту сгорания топлива можно приближенно подсчитать по эмпирической формуле, если известен его элементарный состав. По формуле Менделеева низшая теплота сгорания жидкого топлива (в Дж/кг)

$$H_u = [34,013C + 125,6H - 10,9(O - S) - 2,512(9H + W)] \cdot 10^6, \quad (103)$$

газообразного топлива (в Дж/м³)

$$H_u = (12,8CO + 10,8H_2 + 35,8CH_4 + 56,0C_2H_2 + 59,5C_2H_4 + 63,4C_2H_6 + 91C_3H_8 + 120C_4H_{10} + 144C_5H_{12}) 10^6, \quad (104)$$

где CO, H₂ и т. д. — объемные доли компонентов газовой смеси.

В табл. 4 и 5 приведены примерные данные по элементарному составу и теплоте сгорания жидких и газообразных топлив.

5. Элементарный состав и характеристика бензина и дизельного топлива

Параметры	Бензин	Дизельное топливо	Параметры	Бензин	Дизельное топливо
Элементарный состав по массе:			Теплота сгорания смеси при $\alpha = 1$, МДж/кмоль	83,9	86,0
С	0,855	0,870	Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, кмоль	0,516	0,496
Н	0,145	0,126			
O _T	—	0,004			
Средняя молекулярная масса	110—120	180—200	Характеристика топлива β	0,402	0,345
Теплота сгорания топлива, МДж/кг	44	42,5			

Для расчета целесообразно относить теплоту сгорания к общему количеству топливовоздушной смеси. Учитывая уравнение (53) и (56), получим

$$H_{см} = \frac{H_u}{1 + \alpha l_0}, \quad (105)$$

или

$$H_{см} = \frac{H_u}{\frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0}. \quad (106)$$

Когда $\alpha < 1$, вследствие неполноты сгорания количество выделившейся теплоты уменьшается:

$$(\Delta H_u)_{\alpha < 1} = H_u - (\Delta H_u)_{CO} - (\Delta H_u)_{H_2}, \quad (107)$$

где $(\Delta H_u)_{CO}$ и $(\Delta H_u)_{H_2}$ — невыделившиеся доли теплоты из-за наличия в продуктах сгорания соответственно окиси углерода и водорода.

Суммарную долю невыделившейся теплоты $(\Delta H_u)_{хим} = (\Delta H_u)_{CO} + (\Delta H_u)_{H_2}$ можно подсчитать, если известен α . В этом случае

$$(\Delta H_u)_{хим} = A(1 - \alpha)L_0, \quad (108)$$

где $(\Delta H_u)_{хим}$ — в Дж/кг.

При $K = 0,5 \div 0,45$ $A = 114 \cdot 10^6$; $K = 0,3$ $A \approx 116 \cdot 10^6$.

В случае $\alpha < 1$ теплота сгорания смеси

$$H_{\text{см}} = \frac{H_u - (\Delta H_u)_{\text{хим}}}{1 + \alpha L_0}, \quad (109)$$

или

$$H_{\text{см}} = \frac{H_u - (\Delta H_u)_{\text{хим}}}{\frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0}. \quad (110)$$

§ 6. Изменение объема при сгорании

Из анализа формул (65) или (68), (76), или (78) и (86) или (87) для определения количества продуктов в случае полного и неполного сгорания видно, что число молей продуктов сгорания M_2 не равно начальному числу молей горючей смеси M_1 и изменение числа молей $\Delta M = M_2 - M_1$. При полном сгорании 1 кг жидкого топлива, как было показано при рассмотрении реакции сгорания, это происходит из-за изменения объема при сгорании водорода, а также вследствие перехода кислорода топлива $O_T/32$ в газообразное состояние.

В бензиновых двигателях с воспламенением от искры согласно формулам (53) и (64) при полном сгорании ($\alpha \geq 1$)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32} - \frac{1}{\mu_T} = \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right) - \frac{1}{\mu_T}, \quad (111)$$

где ΔM имеет размерность кмоль.

При неполном сгорании ($\alpha < 1$) на ΔM влияет также изменение объема при сгорании углерода в CO.

Из выражений (53) и (86) имеем

$$\Delta M = (M_2)_{\alpha < 1} - M_1 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 - \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right),$$

или

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_T} - \frac{O_T}{32} + \frac{O_T}{32} = \\ &= 0,21(1 - \alpha)L_0 + \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right) - \frac{1}{\mu_T}. \end{aligned} \quad (112)$$

Для дизелей ($\alpha > 1$) из формулы (54) и (64) следует, что

$$\Delta M = \alpha L_0 + \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right) - \alpha L_0 = \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right). \quad (113)$$

Из уравнений (111) и (113) видно, что при сгорании жидкого топлива число молей (объем) всегда несколько увеличивается. Это означает, что в результате сгорания жидкого топлива дополнительно повышается давление при постоянном объеме или совершается дополнительная работа при постоянном давлении.

Для газообразного топлива из формул (55) и (76) при $\alpha \geq 1$ имеем (в моль или м³)

$$\begin{aligned} \Delta M = M_1 - M_2 &= 1 + \alpha L_0 + \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r - (1 + \alpha L_0) = \\ &= \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r. \end{aligned} \quad (114)$$

Из уравнения (114) следует, что изменение объема ΔM зависит от содержания различных углеводородов в газовой смеси. Если $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) > 1$, то $\Delta M > 0$; при $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) = 1$ $\Delta M = 0$; если $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) < 1$ $\Delta M < 0$.

Изменение объема при сгорании принято выражать относительной величиной — теоретическим коэффициентом молекулярного изменения:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (115)$$

Для бензиновых двигателей с искровым зажиганием

$$(\mu_0)_{\alpha \geq 1} = 1 + \frac{\frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right) - \frac{1}{\mu_T}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}}; \quad (116)$$

$$(\mu_0)_{\alpha \leq 1} = 1 + \frac{0,21(1-\alpha)L_0 + \frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right) - \frac{1}{\mu_T}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}}. \quad (117)$$

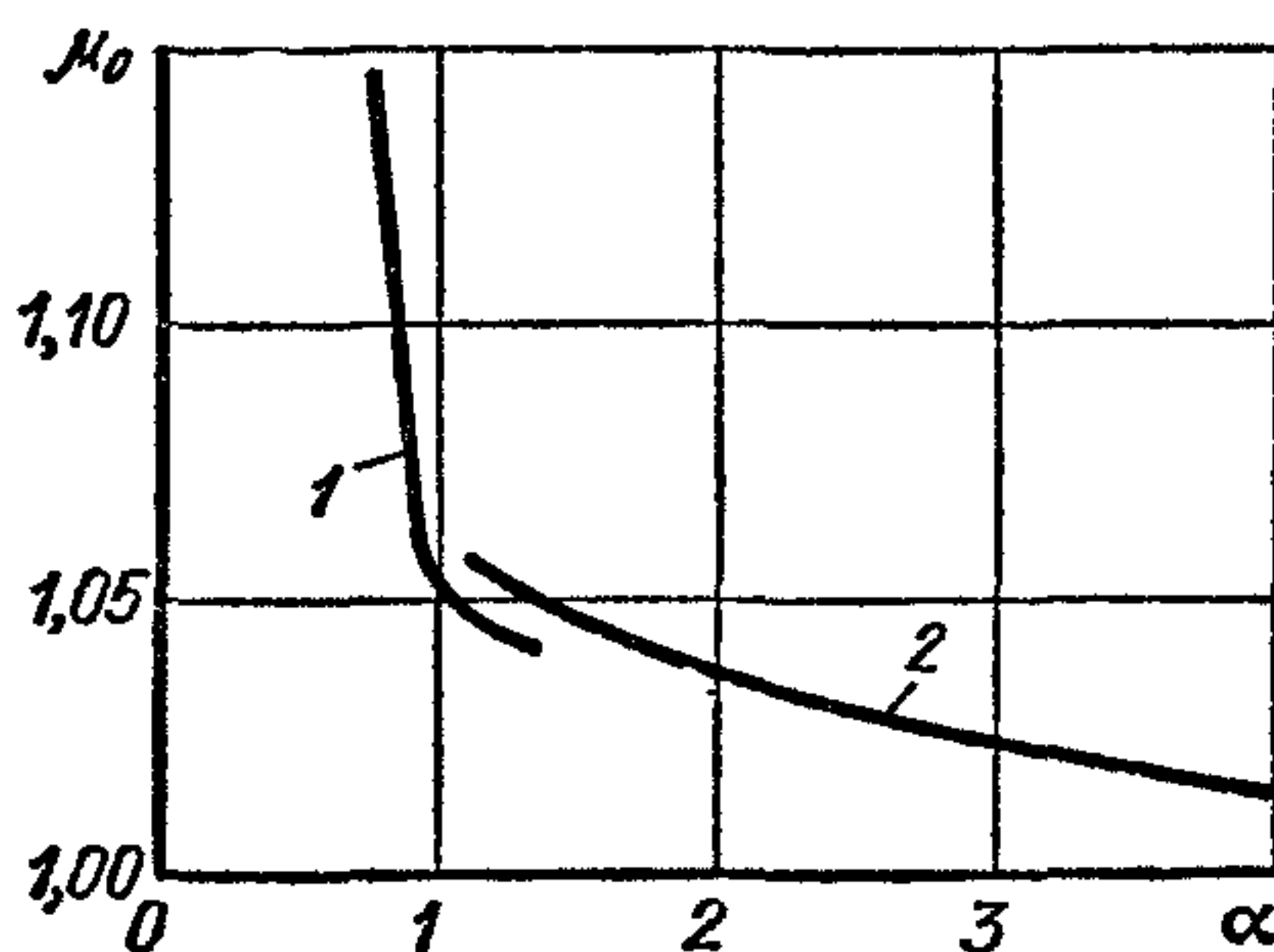
Для дизелей ($\alpha > 1$)

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{1}{4} \left(H + \frac{O_T}{8} \right)}{\alpha L_0}. \quad (118)$$

Для газообразных топлив в уравнение (115) следует подставлять значения ΔM со своим знаком, и в зависимости от этого коэффициент μ_0 может быть меньше единицы, равен ей или больше ее.

Рис. 20. Зависимость коэффициента μ_0 от коэффициента α :

1 — бензин; 2 — дизельное топливо



На рис. 20 приведены значения μ_0 в зависимости от коэффициента избытка воздуха α для бензина и дизельного топлива. Пределы изменения величины α взяты из графиков (см. рис. 18) в соответствии с условиями, характерными для двигателей рассматриваемых типов. При $\alpha < 1$ μ_0 возрастает более интенсивно по мере снижения коэффициента α , чем при $\alpha > 1$.

§ 7. Теплоемкости воздуха, его смеси с остаточными газами и продуктами сгорания

В действительном цикле во время сжатия в цилиндре двигателя находится газовая смесь. Состав смеси в процессе сжатия зависит от типа смесеобразования, количества поступившего воздуха или топливовоздушной смеси и остаточных газов. В процессе сгорания и расширения образуются продукты сгорания, состав которых зависит от элементарного состава топлива, полноты сгорания и коэффициента избытка воздуха.

При расчете действительного цикла необходимо учитывать зависимость теплоемкости газовой смеси от температуры.

Значения средних молярных теплоемкостей в интервале температур от 0 до $t^\circ \text{C}$ и внутренних энергий отдельных газов, входящих в состав газовой смеси, при сгорании жидких топлив приведены в табл. 6 и 7.

6. Средняя молярная теплоемкость газов μ_{c_V} при $V = \text{const}$ [в кДж/(кмоль · °C)]

Температура, °C	Воздух	O ₂	N ₂ (атмосферный)	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
0 *	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,797	25,426	20,863	20,620
200	20,984	21,616	20,800	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,440	26,260	21,202	20,808
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,780	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,090	23,446	21,729	37,438	27,880	22,110	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,320	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,510	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,350	21,474
1100	23,547	25,071	23,140	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,510	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,626	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,250	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,210	24,543	22,332
1600	24,652	26,159	24,250	44,485	33,741	24,736	22,517
1700	24,863	26,343	24,434	44,903	34,261	24,916	22,697
1800	25,003	26,519	24,602	45,299	34,755	25,087	22,877
1900	25,167	26,691	24,765	45,644	35,224	25,246	23,057
2000	25,326	26,854	24,916	45,975	35,680	25,393	23,233
2100	25,474	27,013	25,062	46,281	36,120	25,535	23,408
2200	25,611	27,168	25,200	46,566	36,538	25,665	23,576
2300	25,745	27,319	25,326	46,829	36,940	25,791	23,743
2400	25,870	27,470	25,447	47,076	37,330	25,908	23,907
2500	25,992	27,612	25,560	47,302	37,702	26,021	24,070

* При $t = 0$ приведены значения истинной теплоемкости.

Если по данным расчета или газового анализа известны количество и состав продуктов сгорания, то объемные доли каждого газа,

входящего в данную смесь, определяются по формуле $r_i = M_i/M_2$ при этом $\sum r_i = 1$.

7. Внутренняя энергия газов U (в МДж/кмоль)

Температура, °С	Воздух	O ₂	N ₂ (атмосферный)	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2,015	2,123	2,072	2,981	2,541	2,085	2,064
200	4,195	4,325	4,162	6,347	5,162	4,199	4,153
300	6,364	6,628	6,293	10,031	7,879	6,360	6,242
400	8,591	9,027	8,474	13,975	10,710	8,591	8,348
500	10,890	11,509	10,726	18,129	13,657	10,790	10,467
600	13,255	14,068	13,038	22,462	16,726	13,268	12,602
700	15,684	16,684	15,420	26,950	19,933	15,705	14,767
800	18,171	19,347	17,857	31,560	23,262	18,204	16,965
900	20,708	22,060	20,348	36,270	26,724	20,754	19,201
1000	23,983	24,803	22,881	41,077	30,304	23,350	21,474
1100	25,899	27,578	25,456	45,971	34,001	25,983	23,793
1200	28,554	30,379	28,068	50,911	37,811	28,654	26,152
1300	31,238	33,241	30,714	55,894	41,721	31,346	28,562
1400	33,951	36,065	33,385	60,960	45,720	34,072	31,011
1500	36,689	38,950	36,086	66,086	49,823	36,814	33,498
1600	39,444	41,855	38,799	71,175	53,758	38,578	36,023
1700	42,203	44,799	41,537	76,325	58,238	42,370	38,585
1800	45,008	47,729	44,296	81,517	62,551	45,175	41,177
1900	47,813	50,702	47,059	86,708	66,947	47,981	43,794
2000	50,660	53,716	49,823	90,942	71,343	50,786	46,473
2100	53,507	56,731	52,628	97,175	75,865	53,633	49,153
2200	56,354	59,787	55,433	102,541	80,386	56,480	51,879
2300	59,201	62,844	58,100	107,726	84,950	59,327	54,596
2400	62,090	65,942	61,085	113,002	89,597	62,174	57,359
2500	64,979	69,040	63,890	118,277	94,245	65,063	60,164

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания

$$(\mu c_v)_{п.с} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (\mu_i c_{v_i}). \quad (119)$$

В табл. 8 и 9 приведены значения средней теплоемкости и внутренней энергии продуктов сгорания бензина ($C = 0,855$ и $H = 0,145$) для разных значений α , меньших единицы. Значения средних теплоемкостей для отдельных компонентов продуктов сгорания подсчитывались по данным, приведенным в табл. 6. При $\alpha < 1$ состав продуктов сгорания определялся в предположении, что в них содержатся CO и H₂.

В табл. 8 и 9 приведены также теплоемкости и внутренние энергии продуктов сгорания дизельного топлива ($C = 0,87$; $H = 0,126$ и $O_T = 0,004$) при $\alpha = 1$.

8. Теплоемкость продуктов сгорания [в кДж/(кмоль · °С)]

Температура, °С	Бензин при α , равном				Дизельное топливо $\alpha = 1$
	1,0	0,9	0,8	0,7	
0	22,1849	22,0451	21,8810	21,6845	22,19
100	22,5304	22,3556	22,1502	21,9040	22,525
200	22,8830	22,6762	22,4334	22,1426	22,902
300	23,2899	23,0552	22,7790	22,448	23,320
400	23,7203	23,4605	23,1459	22,7807	23,739
500	24,1478	23,8772	23,5376	23,1426	24,200
600	24,5828	24,2931	23,9316	23,5095	24,618
700	25,0191	24,7126	24,3315	23,8859	25,079
800	25,4382	25,1173	24,7191	24,2530	25,498
900	25,8439	25,5088	25,0967	24,6122	25,874
1000	26,2261	25,8806	25,4548	24,9534	26,293
1100	26,5899	26,2355	25,7948	25,2698	26,628
1200	26,9370	26,5726	26,1230	25,5950	27,005
1300	27,2636	26,8896	26,4306	25,8912	27,298
1400	27,5722	27,1808	26,7235	26,1738	27,633
1500	27,7840	27,4646	26,9993	26,4402	27,884
1600	28,1340	27,7300	27,2578	26,6905	28,177
1700	28,3928	27,9833	27,5047	26,9295	28,428
1800	28,6314	28,2180	27,7337	27,1518	28,638
1900	28,8604	28,4420	27,9527	27,3647	28,889
2000	29,0752	28,6526	28,1587	27,5649	29,098
2100	29,2812	28,8546	28,3564	27,7548	29,308
2200	29,4755	29,0455	28,5432	27,9386	29,517
2300	29,6555	29,2299	28,7173	28,1099	29,584
2400	29,8284	29,3930	28,8845	28,2732	29,852
2500	29,9905	29,5528	29,0415	28,4271	30,019

9. Внутренняя энергия продуктов сгорания U (в МДж/кмоль)

Температура, °С	Бензин при α , равном				Дизельное топливо $\alpha = 1$
	1,0	0,9	0,8	0,7	
0	0	0	0	0	0
100	2,2530	2,2045	2,1881	2,1685	2,252
200	4,5766	4,5352	4,4867	4,4285	4,580
300	6,3969	6,9165	6,8337	6,7344	6,992
400	9,4881	9,3842	9,2584	9,1123	9,483
500	12,0740	11,9386	11,7688	11,5713	12,100
600	14,7500	14,5759	14,3590	14,1057	14,779
700	17,5130	17,2989	17,0422	16,7202	17,585
800	20,3090	20,0938	18,7753	19,4024	20,390
900	23,2600	22,9688	22,5870	22,1510	23,237
1000	26,2262	25,8806	25,4548	24,9534	26,293
1100	29,2490	28,8569	28,3743	27,7968	29,308
1200	32,3250	31,8871	31,3476	30,7140	32,406
1300	35,4430	34,9565	34,3598	33,6586	35,504
1400	38,6010	38,0531	37,4129	36,6433	38,686

Продолжение табл. 9

Температура, °С	Бензин при α , равном				Дизельное топливо $\alpha = 1$
	1,0	0,9	0,8	0,7	
1500	41,6760	41,1969	40,4990	39,6603	41,868
1600	45,0140	44,3680	43,6125	42,7048	45,008
1700	48,2680	47,5716	46,7580	45,7802	48,358
1800	51,5370	50,7924	49,9207	48,8732	51,498
1900	54,8350	55,0398	53,1101	51,9929	54,931
2000	58,1500	57,3052	56,3174	55,1298	58,197
2100	61,4910	60,5947	59,5484	58,2851	61,546
2200	64,8460	63,9001	62,7955	61,4671	64,979
2300	68,2080	67,2127	66,0498	64,6528	68,287
2400	71,5880	70,5432	69,3228	67,8557	71,594
2500	74,9760	73,8820	72,6038	71,0678	75,027

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**§ 1. Общие сведения**

Автомобильные двигатели в условиях эксплуатации работают в широком диапазоне изменения скоростного режима. Частота вращения коленчатого вала на рабочем режиме зависит от типа двигателя. Например, для дизеля грузового автомобиля она находится в пределах 800—3000 об/мин и более, для дизеля легкового автомобиля — до 4500—5000 об/мин и для двигателя с искровым зажиганием 800—6000 об/мин. При указанных частотах вращения на один цикл в четырехтактных двигателях приходится 0,15—0,02 с, а в двухтактных в 2 раза меньше.

За этот промежуток времени должны быть осуществлены следующие процессы: ввод в цилиндр топлива и воздуха, сжатие, испарение топлива и его перемешивание с воздухом, воспламенение топливовоздушной смеси и ее сгорание, приводящее к повышению температуры и давления газов, расширение (рабочий ход) и выброс отработавших газов. Для всех рассматриваемых процессов характерным является изменение в течение их протекания термо- и газодинамических параметров. Время, отводимое на осуществление каждого из указанных процессов, неодинаково. Наибольшее время, особенно в четырехтактном двигателе, отводится на процессы впуска и выпуска отработавших газов, наименьшее время занимает процесс сгорания.

Для обеспечения высокой эффективности цикла особое внимание необходимо уделить процессам образования топливовоздушной смеси и ее сгоранию.

В двигателях с искровым зажиганием процесс образования топливовоздушной смеси начинается заблаговременно в процессе впуска (см. гл. XIII). В случае применения жидкого топлива (бензина) в движущийся воздушный поток поступают капли топлива, образующиеся в результате распада вытекающей из распылителя струи. Качество распыливания зависит от отношения между скоростями движения воздуха и топлива, а также от возникающей турбулентности при движении топливовоздушной смеси по впускному тракту, впускному каналу в головке двигателя и через клапан. В карбюраторном двигателе чем больше скорость движения воздуха в диффузоре карбюратора, тем лучше распыливание. Уменьшение капель, т. е. более тонкое распыливание в двигателях с внешним смесеобразованием, имеет большое значение, так как оно ускоряет процесс

испарения топлива. Одновременно уменьшается количество топлива, оседающего на стенках впускной системы и образующего перемещающуюся и менее интенсивно испаряющуюся пленку.

Процесс сгорания протекает только в газовой фазе. Следовательно, для его осуществления необходимо, чтобы топливо предварительно испарялось. Испарение топлива в двигателях с внешним смесеобразованием происходит сравнительно длительное время в процессе впуска и сжатия и заканчивается к моменту образования электрической искры (вблизи положения поршня в в. м. т.). Очевидно, что чем меньше диаметр капель, тем больше их общая поверхность и тем существенно выше скорость испарения. Необходимая теплота на испарение топлива во впускном трубопроводе передается от воздушного заряда. Для более полного испарения топлива во впускной системе обогревают впускной трубопровод выходящей из двигателя горячей водой или отработавшими газами. При этих условиях и ускоренном движении воздуха скорость испарения увеличивается.

Для обеспечения своевременного протекания сгорания в двигателе с внешним смесеобразованием необходимо, чтобы к концу сжатия по всему объему камеры сгорания образовалась однородная топливовоздушная смесь.

В газовых двигателях процесс смешения топлива с воздухом происходит проще. Даже при использовании сжиженного газа после выхода из теплообменника-испарителя газ переходит в газообразное состояние и, перемешиваясь в смесителе с воздухом, образует однородную смесь уже в процессе впуска. Более быстрое смешение газового топлива с воздухом объясняется также и тем, что соотношение паров газа и воздуха при стехиометрическом составе смеси для природного газа составляет примерно 1 : 9 (для смеси паров бензина с воздухом это соотношение равно примерно 1 : 50).

В дизеле топливовоздушная смесь образуется в короткий промежуток времени. Продолжительность этого процесса в 20—30 раз меньше, чем в карбюраторном двигателе. Топливо впрыскивается в камеру сгорания в конце сжатия при положении поршня примерно за 20—25° до в. м. т. и незадолго до воспламенения топливовоздушной смеси и ее сгорания. Общая продолжительность впрыска составляет 20—35° угла поворота коленчатого вала. За период задержки воспламенения (см. ниже) происходит нагрев, испарение части впрыснутого топлива и перегрев паров топлива до температуры, при которой оно воспламеняется.

Для быстрого испарения топлива в воздушной среде, имеющей в конце процесса сжатия (даже если наддув отсутствует) сравнительно высокую температуру (примерно 750—800 К) и давление (примерно 3,2—3,8 МПа), необходимо топливо впрыскивать в камеру сгорания под высоким давлением. Его среднее значение в зависимости от типа камеры сгорания и скоростного режима двигателя составляет 20—80 МПа.

Высокое давление впрыска обеспечивает развитие факела топлива, образованного из большого количества мельчайших капель. Движущийся воздушный поток не только улучшает условия испа-

рения капель, но и способствует распространению факела топлива по камере сгорания. При испарении капель топлива не достигается его равномерное распределение по всему объему камеры сгорания. В ней образуются зоны, где состав смеси такой, что при высокой температуре конца сжатия происходит воспламенение. В то же время в других зонах паров топлива нет ($\alpha = \infty$) и, наоборот, существуют зоны, где полностью отсутствует воздух и в них находится только топливо ($\alpha = 0$).

За период задержки воспламенения в камере сгорания испаряются лишь наиболее мелкие капли топлива, которые в смеси с воздухом при соответствующей концентрации образуют начальные очаги воспламенения. Происходящее при этом быстрое сгорание всего испарившегося за указанный период топлива приводит к быстрому повышению температуры и давления, при которых растет скорость испарения капель топлива. Чтобы это топливо участвовало в сгорании, необходимо удалить из зон, где происходил процесс сгорания, образовавшиеся продукты сгорания и обеспечить подвод к испарившемуся топливу кислорода. Для этого в данный период процесса смесеобразования необходимо обеспечить, так же как и в предыдущих его стадиях, организованное движение воздушного заряда.

Воспламенение топливовоздушной смеси и развитие процесса сгорания происходят по-разному, в зависимости от типа смесеобразования. В двигателе с внешним смесеобразованием, при котором в камере сгорания образуется практически однородная топливовоздушная смесь, она воспламеняется в одной зоне камеры от электрической искры. При образовании искры небольшой объем газа, находящийся в зоне искрового промежутка, нагревается до высокой температуры, превышающей 10 000 К. В результате вблизи этой зоны смесь прогревается до такой температуры, при которой появляется пламя, распространяющееся от очага воспламенения с большой скоростью (30—50 м/с) по всему объему камеры сгорания. Ускорению распространения фронта пламени способствует движение смеси в камере. Опыт и расчеты показывают, что продолжительность процесса сгорания составляет 30—40° угла поворота коленчатого вала. Чтобы при этих условиях наиболее эффективно использовалась выделяющаяся при сгорании теплота, необходимо осуществлять процесс вблизи в. м. т. Так как с момента образования искры в камеру сгорания до видимого развития процесса сгорания, при котором резко повышаются температура и давление (см. диаграмму на рис. 21), проходит некоторый промежуток времени, то для выполнения указанных выше условий искра образуется за несколько градусов до в. м. т. (точка 3, рис. 21). В зависимости от скоростного режима этот угол различен и он увеличивается с повышением частоты вращения коленчатого вала.

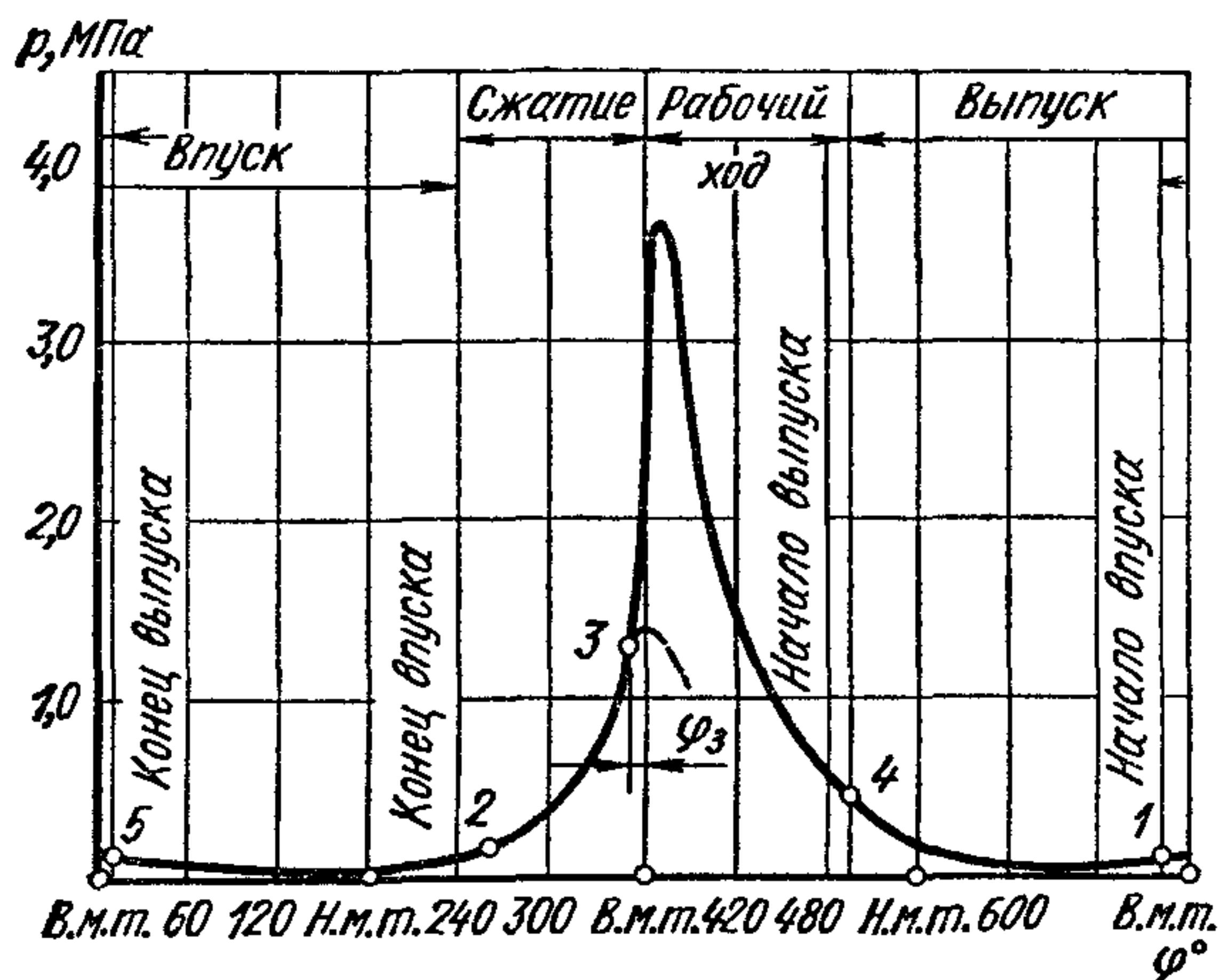
Одной из особенностей воспламенения и сгорания однородной топливовоздушной смеси является предел ее возможного обеднения, при котором смесь воспламеняется. Как было показано (см. рис. 18), наибольшее обеднение смеси в зависимости от нагрузки карбюра-

торного двигателя достигается при мощности, равной примерно 70—75% максимальной, которую можно получить при полностью открытой дроссельной заслонке. При увеличении нагрузки от указанного значения, а также при ее уменьшении смесь приходится обогащать, что значительно увеличивает расход топлива и содержание CO в продуктах сгорания. Ниже рассмотрены применяемые в настоящее время методы организации процесса сгорания при использовании обедненной смеси.

Процесс сгорания в дизеле, где не образуется однородная смесь, существенно отличается от рассмотренного. В зонах, где смесь

Рис. 21. Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя в координатах $p - \varphi$:

1 и 2 — соответственно открытие и закрытие впускного клапана; 3 — возникновение искры; 4 и 5 — соответственно открытие и закрытие выпускного клапана



имеет такой состав, что при высоких температурах возможно ее воспламенение, после некоторого времени от начала впрыска происходит самовоспламенение смеси. Для обеспечения протекания сгорания вблизи в. м. т. необходимо начать впрыск топлива в камеру сгорания дизеля за $10—20^\circ$ до в. м. т.

После того как начальные очаги воспламенения возникли, пламя быстро распространяется в те зоны, где уже имеется подготовленная к сгоранию топливовоздушная смесь. По мере проникновения пламени в эти зоны происходит дальнейшее испарение и перемешивание паров топлива с воздухом. Это приводит к последующему сгоранию всего топлива, которое в конце процесса осуществляется путем диффузии неиспользованного еще кислорода, имеющегося в воздушном заряде, в зоны, где смесь переобогащена.

Протекание всех стадий смесеобразования и сгорания в двигателях с внешним и внутренним смесеобразованием значительно зависит от метода ввода топлива в камеру сгорания и параметров топливоподающей аппаратуры и от метода организации процесса смешения топлива с воздухом.

В двигателях с внешним смесеобразованием и воспламенением от искры при выборе способа ввода топлива — карбюраторный, впрыск топлива, применение форкамерно-факельного зажигания и рассло-

ния заряда (см. главу VI и далее) и его последующего воспламенения и сгорания — в настоящее время особое внимание наряду с улучшением теплоиспользования и повышением надежности двигателя уделяют снижению токсичности продуктов сгорания. При этом большое значение имеет не только совершенствование методов смесеобразования, но и выбор типа камеры сгорания, обеспечивающей в сочетании с принятым методом смесеобразования оптимальные условия протекания рабочего цикла.

Для двигателей с внутренним смесеобразованием также большое значение придается сочетанию параметров топливоподающей аппаратуры с принятым методом смесеобразования и типом камеры сгорания. Принимаются меры для достижения хорошего теплоиспользования при сравнительно нерезком нарастании давления в процессе сгорания топлива. За последний период времени и для этих двигателей разрабатываются мероприятия по снижению токсических составляющих и дымности продуктов сгорания.

Процесс ввода в цилиндр свежего заряда, независимо от способа смесеобразования и методов воспламенения, требует соответствующей затраты работы. После сгорания и рабочего хода из цилиндров должны быть удалены отработавшие газы, на выталкивание которых также необходимо затратить работу.

Сжатие в действительном цикле из-за разности температур между сжимаемым воздухом или топливовоздушной смесью и стенками цилиндра сопровождается теплообменом, вследствие которого давление и температура в конце сжатия получаются иными, чем при адиабатном сжатии. Кроме того, при сжатии, особенно в период пуска двигателя или во время работы его с малой частотой вращения, возможны утечки газов через неплотности в поршневых кольцах и через клапаны, что также влияет на параметры конца процесса.

При сгорании и последующем расширении температура продуктов сгорания значительно выше температуры соприкасающихся с газами поверхностей головки и гильзы цилиндра и поршня, вследствие чего происходит интенсивный теплообмен между газом и стенками. Кроме того, сгорание не заканчивается вблизи в. м. т., а продолжается при расширении с дополнительным выделением некоторого количества теплоты. При этих процессах также возможна некоторая утечка газов через неплотности в поршневых кольцах. В процессе сгорания при повышении температуры до $T_z > 2200 \div 2500$ К дальнейший ее рост ограничивается диссоциацией молекул водяного пара и углекислого газа, сопровождающейся поглощением некоторого количества теплоты. В дальнейшем вследствие снижения температуры при расширении происходит реакция образования конечных продуктов с выделением теплоты, но ее использование менее эффективно.

Отмеченные явления, присущие действительному циклу, приводят к дополнительным потерям по сравнению с термодинамическим циклом. Вследствие этого КПД действительного цикла всегда меньше термического КПД. Очевидно более совершенным будет такой действительный цикл, в котором при одинаковых с термодинамическим

циклом значениях ε , λ , ρ , δ и количества подведенной теплоты указанные выше потери будут наименьшими.

Аналитически определить работу, совершаемую в действительном цикле, затруднительно, так как невозможно заранее для заданного двигателя определить потери при осуществлении каждого процесса в отдельности. Такие расчеты ведутся с учетом опытных коэффициентов, полученных в результате большого количества исследований.

В последний период разработаны методы расчета действительного цикла во времени с использованием ЭВМ. Выполнение расчетов с целью оптимизации показателей цикла возможно при наличии достоверных опытных коэффициентов, которые вводятся в расчет отдельных стадий цикла.

Данные, характеризующие протекание отдельных процессов, их совокупность и совершенство действительного цикла, опытного или находящегося в производстве двигателя, получают экспериментально, путем снятия индикаторной диаграммы. Индицирование двигателя представляет собой запись изменения давления в цилиндре и некоторых других характерных величин в функции объема (в координатах $p - V$) или угла поворота (времени) коленчатого вала (в координатах $p - \varphi$ или $p - \tau$).

В современных быстроходных автотракторных¹ двигателях для снятия индикаторной диаграммы применяют регистрирующие приборы с малой инерционностью (шлейфные или катодные осциллографы с пьезокварцевыми или другими датчиками и усилителями токов, возникающих при записи давлений в цилиндре, либо пневмоэлектрические индикаторы давления).

Типичная индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием, в координатах $p - \varphi$, показана на рис. 21. Штриховая часть диаграммы относится к случаю, когда нет процесса сгорания.

Используя известные кинематические связи, путь поршня можно определить как функцию угла φ . Полученная индикаторная диаграмма в координатах $p - \varphi$ может быть перестроена в систему координат $p - V$ (рис. 22).

График на рис. 22, б иллюстрирует способ построения перемещения поршня в зависимости от угла φ по методу Ф. А. Брикса. Метод заключается в том, что при заданном угле φ конец радиуса-вектора проектируется на горизонтальную ось, расположенную на диаметре окружности, соответствующем полному ходу поршня ($s = 2R$). Полусом радиуса-вектора является точка O' , смещенная от центра O в сторону н. м. т. на $R^2/2L$ (где L — длина шатуна).

Площадь, ограниченная контурами индикаторной диаграммы, представляет собой в координатах $p - V$ индикаторную работу L_i , совершенную двигателем за цикл.

¹ В отдельных случаях в учебнике даются сведения по тракторным двигателям, что объясняется тенденцией к их унификации с автомобильными.

Степень использования теплоты в действительном цикле принято определять величиной индикаторного КПД, представляющего собой отношение теплоты, преобразованной в механическую работу цикла L_i , ко всей теплоте Q_1 , внесенной в двигатель с топливом:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} \quad (120)$$

Если отнести полезную работу цикла к 1 кг топлива, то

$$\eta_i = \frac{l_i}{H_u}$$

Сопоставление действительного цикла с теоретическим и установление относительной величины потерь в действительном цикле производятся по относительному КПД

$$\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t} \quad (121)$$

который всегда меньше единицы.

§ 2. Четырехтактный цикл

Индикаторные диаграммы четырехтактных двигателей даны на рис. 21—23. В нижней части рис. 22 и 23 в увеличенном масштабе изображены диаграммы процессов впуска и выпуска.

В карбюраторном двигателе (см. рис. 22) впускной клапан открывается с некоторым опережением до в. м. т. (точка 1) и процесс впуска смеси топлива и воздуха характеризуется линией 1—5—а—2. Поступление смеси заканчивается в момент

Рис. 22. Индикаторные диаграммы четырехтактного карбюраторного двигателя в координатах $p - V$:

а — цикла; б — угловая поворота кривошипа и хода поршня; в — процесса газообмена

закрытия впускного клапана (точка 2). Горючая смесь, поступившая в цилиндр, смешивается с продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре от предыдущего цикла (остаточные газы), и образует рабочую смесь.

После окончания процесса впуска рабочая смесь, находящаяся в цилиндре двигателя, сжимается. Точка 3 на индикаторной диаграмме характеризует момент образования электрической искры. После образования искры начинается сгорание топливовоздушной смеси. Сгорание продолжается также на некотором участке процесса расширения.

Процесс удаления отработавших газов (выпуск) начинается при открытии выпускного клапана. В этот момент давление в цилиндре значительно выше атмосферного, вследствие чего в начальной стадии процесса отработавшие газы вытекают из цилиндра через клапан с критической скоростью. К приходу поршня в н. м. т. давление в цилиндре значительно падает, и при дальнейшем движении поршня от н. м. т. к в. м. т. отработавшие газы выталкиваются в атмосферу.

При работе двигателя без наддува продукты сгорания выталкиваются при незначительном по сравнению с атмосферным избыточном давлении. Процесс выпуска и выталкивания (линия 4—1—5 на рис. 22) заканчивается к моменту закрытия выпускного клапана в точке 5.

В четырехтактном дизеле (рис. 23) при открывании впускного клапана (точка 1) в цилиндр поступает только воздух. Как и в карбюраторном двигателе, после закрытия впускного клапана (точка 2) при движении поршня к в. м. т. в цилиндре происходит сжатие при наличии теплообмена между поступившим воздухом и стенками цилиндра. В отличие от карбюраторного двигателя в данном случае сжимаются только воздух и остаточные газы.

Точка 3 на индикаторной диаграмме соответствует моменту начала впрыска топлива в камеру сгорания. В этот момент температура сжатого воздуха выше той, при которой топливо может воспламениться без постороннего источника зажигания.

После некоторого периода, в течение которого впрыснутое топливо готовится к воспламенению (период задержки воспламенения), происходит воспламенение, а затем и интенсивное горение топлива. Оно сопровождается сначала резким повышением давления (участок cz'), а затем в течение небольшого времени на участке $z'z$ протекает при почти постоянном давлении. Расширение заканчивается в момент открытия выпускного клапана (точка 4).

Выпуск отработавших газов в дизеле происходит так же, как в карбюраторном двигателе.

§ 3. Двухтактный цикл

Рассмотрим цикл в двухтактном дизеле с целевой продувкой. Индикаторная диаграмма, характеризующая цикл в таком дизеле, показана на рис. 24. Впрыск топлива, его распыливание, смешение

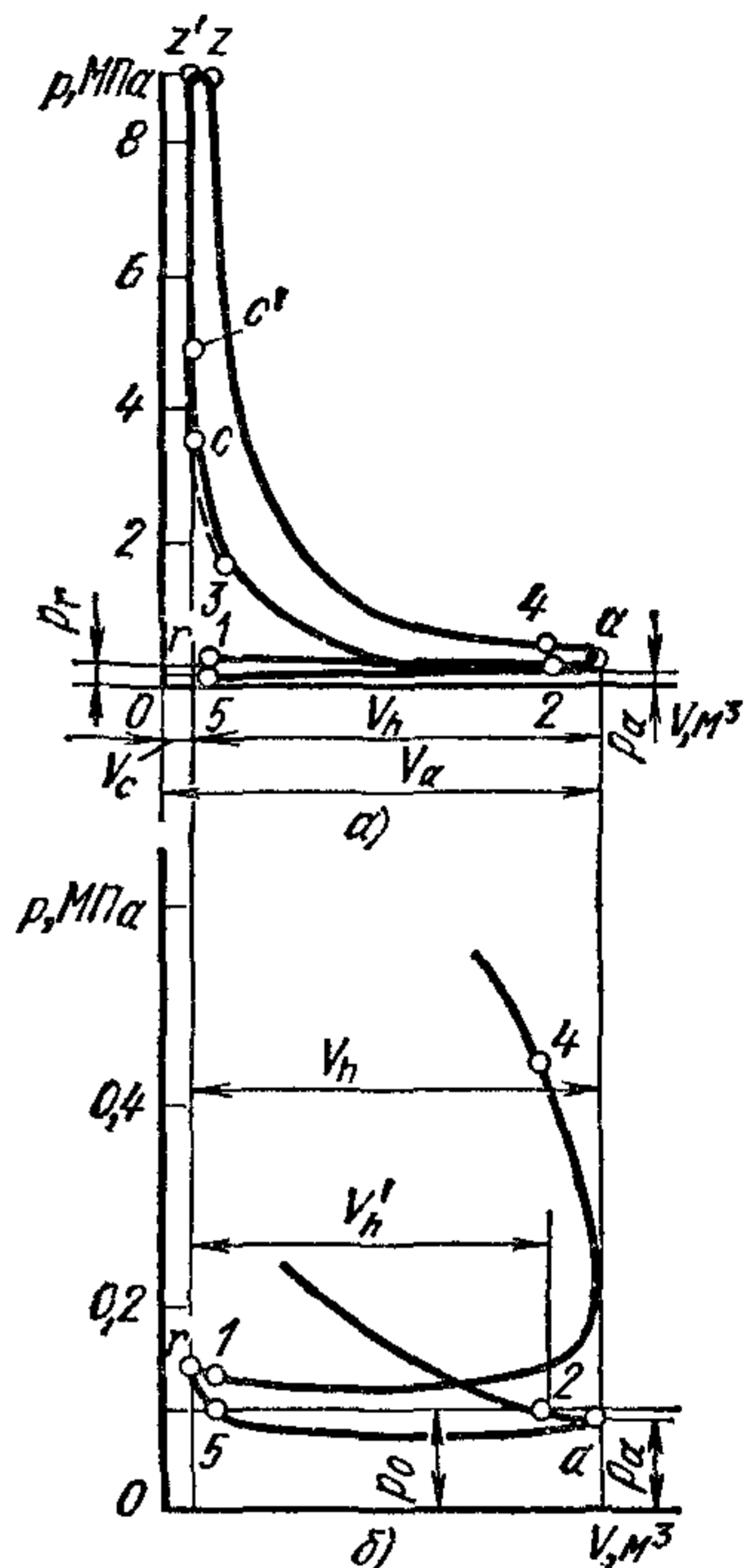


Рис. 23 Индикаторные диаграммы четырехтактного дизеля без наддува в координатах $p - V$:

a — цикла, b — процесса газообмена

с воздухом, воспламенение и сгорание происходят так же, как и в четырехтактном дизеле. В конце расширения примерно за $45-50^\circ$ до н. м. т. (точка 1) при давлении в цилиндре $0,3-0,5$ МПа поршень открывает выпускные окна и начинается выпуск отработавших газов. В результате этого давление в цилиндре снижается, и в точке 3 оно становится ниже давления p_k , создаваемого компрессором¹.

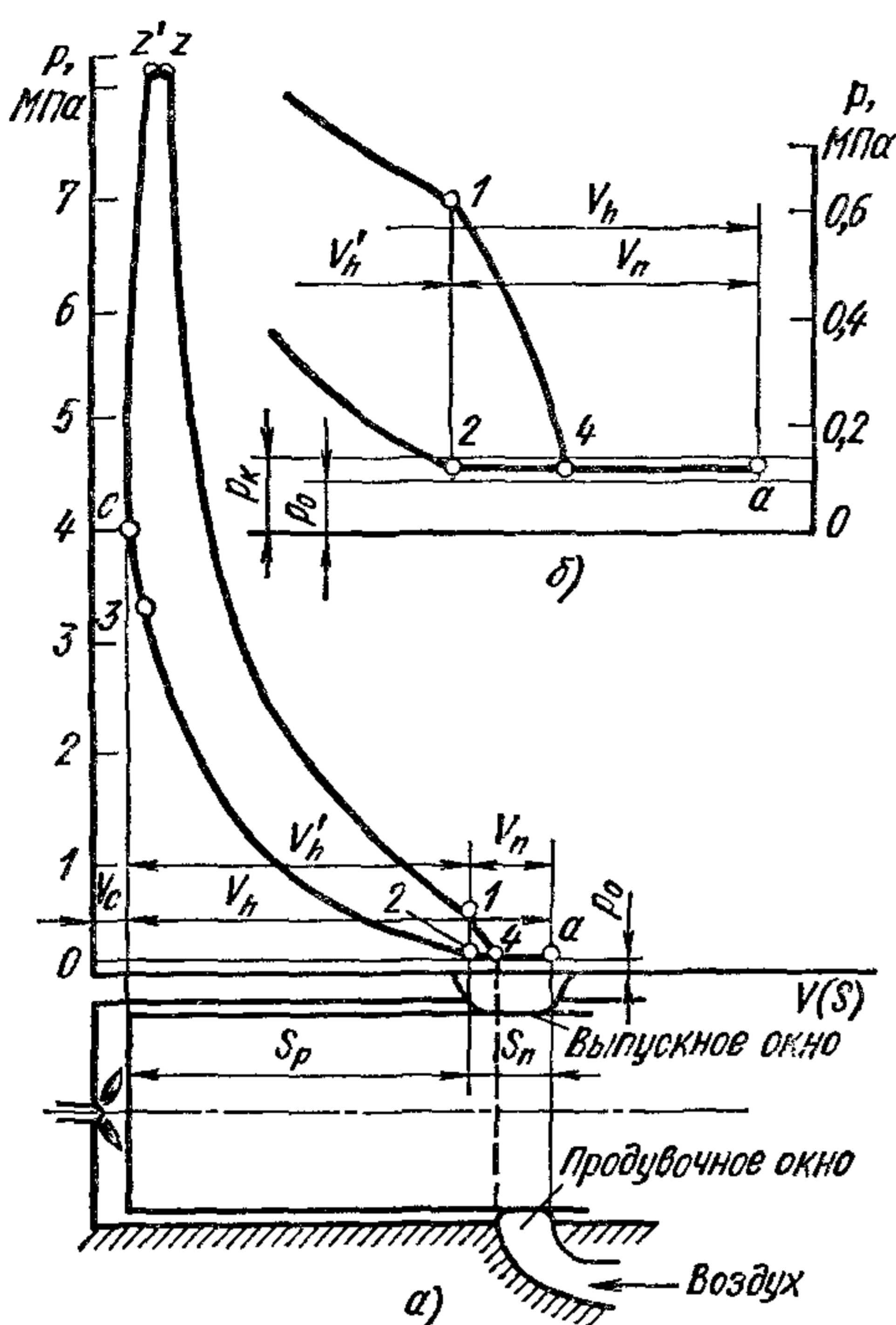


Рис. 24. Индикаторные диаграммы двухтактного дизеля:

а — цикла, б — процесса газообмена, S_p — рабочий ход поршня; S_{II} — ход поршня, затрачиваемый на процесс газообмена

цилиндра используют воздух, поступающий из компрессора в цилиндр. Часть воздуха при продувке удаляется вместе с отработавшими газами через выпускные окна. В двухтактных карбюраторных двигателях продувка цилиндра производится топливовоздушной смесью, и вместе с воздухом из цилиндра выбрасывается несгоревшее топливо.

В двухтактных двигателях используют различные схемы газообмена. На рис. 25, а изображена схема поперечной петлевой продувки с параллельным расположением впускных и выпускных окон,

¹ Применяемый в двухтактном двигателе компрессор (нагнетатель) для предварительного сжатия воздуха или горючей смеси называют также продувочным насосом.

применяемая в мотоциклетных двигателях, где компрессором служит кривошипная камера.

При поперечной петлевой продувке (рис. 25, б) с эксцентричным расположением впускных окон воздух из компрессора поступает через окна, расположенные по обе стороны от выпускных окон. Осевой наклон впускных окон создает направленное движение воздуха, при котором улучшается очистка цилиндра от продуктов сгорания. Такая схема применяется в некоторых автомобильных двигателях.

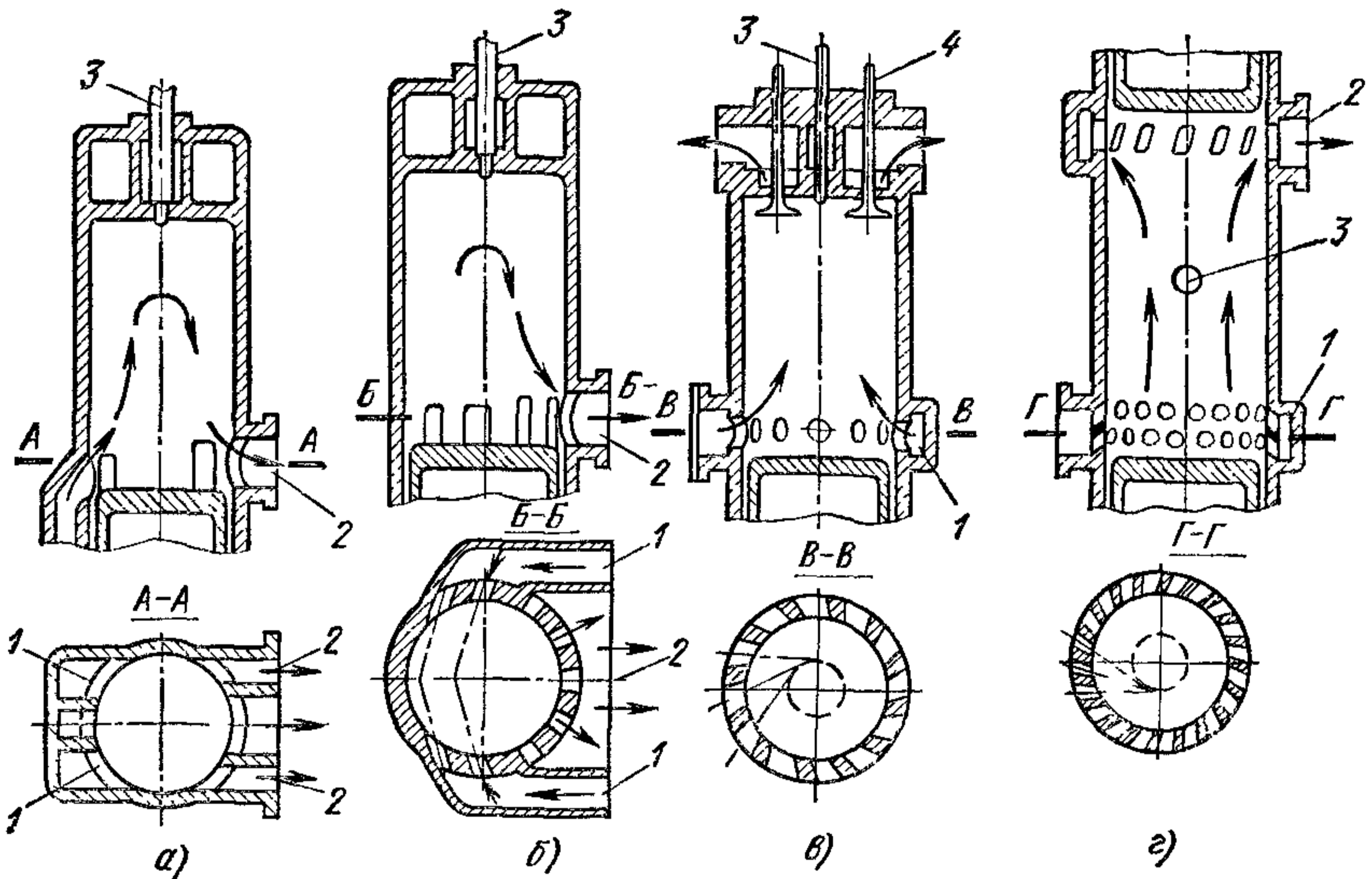


Рис. 25. Схемы газообмена, применяемые в двухтактных двигателях:

1 — продувочные окна, 2 — выпускные окна, 3 — форсунка, 4 — выпускной клапан

В случае прямоочной клапанно-щелевой продувки (рис. 25, в) например в двигателе ЯМЗ-204, отработавшие газы удаляются через клапаны, а продувка осуществляется через окна.

На рис. 25, г показана схема прямоочной продувки в двигателе с противоположно движущимися поршнями (один управляет продувочными окнами, а другой — выпускными), которая обеспечивает высокое качество очистки цилиндра от отработавших газов и наполнение его свежим зарядом.

§ 4. Процессы действительного цикла

Из приведенного анализа следует, что действительные циклы поршневых двигателей состоят из процессов: газообмена, включающего выпуск отработавших газов, продувку камеры сгорания и впуск свежего заряда (воздуха в дизеле или топливовоздушной смеси в двигателях с искровым зажиганием); сжатия, сопровождающегося повышением внутренней энергии рабочего тела; сгорания, сопровождающегося выделением теплоты, и расширения (рабочий ход).

Характер протекания процессов сжатия, сгорания и расширения не зависит от тактности двигателя и определяется лишь способом организации процесса смесеобразования и воспламенения смеси. Процесс газообмена зависит от тактности двигателя. В четырехтактном двигателе его продолжительность составляет более чем два хода поршня; в двухтактном — только часть хода поршня.

На индикаторных диаграммах (см. рис. 21—24) точка 2 соответствует окончанию процесса впуска и началу фактического сжатия. Для оценки параметров конца сжатия с учетом фактического начала этого процесса наряду с геометрической степенью сжатия, отнесенной ко всему объему,

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

используют действительную степень сжатия

$$\varepsilon' = \frac{V'_h + V_c}{V_c}, \quad (122)$$

где V'_h — рабочий объем при положении поршня в момент начала процесса сжатия.

Связь между действительной и геометрической степенями сжатия может быть выражена соотношением:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon' - \psi_{\Pi}}{1 - \psi_{\Pi}}, \quad (123)$$

где

$$\psi_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}^*}{V_h}. \quad (124)$$

В автомобильных и мотоциклетных двухтактных двигателях величина ψ_{Π} , называемая *долей объема, потерянного* на осуществление процесса газообмена, зависит от схемы продувки. Для клапанно-щелевой прямоочной продувки $\psi_{\Pi} = 0,12 \div 0,14$, при щелевой продувке $\psi_{\Pi} = 0,25$.

* В двухтактных двигателях V_{Π} , соответствующий нерабочей части хода поршня, называют потерянными объемом.

ПРОЦЕСС ВПУСКА

§ 1. Общие сведения

Для осуществления рабочего цикла в поршневом двигателе внутреннего сгорания необходимо удалить из цилиндра образовавшиеся в предыдущем цикле продукты сгорания и ввести в него свежий заряд воздуха или топливовоздушной смеси. Эти оба процесса (впуск и выпуск) взаимосвязаны и в зависимости от тактности двигателя и способа впуска в большей или меньшей степени протекают одновременно. Количество поступившего свежего заряда зависит от качества очистки цилиндра двигателя. Вследствие этого процесс впуска следует анализировать с учетом параметров, характеризующих протекание процесса выпуска, рассматривая весь комплекс явлений, относящихся к процессу газообмена в целом.

На рис. 26—28 схематически показаны протекание процессов газообмена, индикаторные диаграммы и фазы газораспределения четырех- и двухтактных двигателей. На диаграммах фаз газораспределения и индикаторных диаграммах одноименные точки определяют соответственно моменты открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов по углу поворота коленчатого вала и по ходу поршня. Точками 1 и 3 (рис. 26 и 27) отмечены соответственно моменты начала открытия выпускного и впускного клапанов, а точками 2 и 4 — моменты их закрытия.

Снижение давления во впускной системе и цилиндре зависит от скоростного режима двигателя, гидравлических сопротивлений во всех элементах системы, площади проходных сечений, через которые движется свежий заряд, и его плотности (рис. 26, а). После открытия впускного клапана, когда давление в цилиндре станет меньше давления окружающей среды на величину Δp_a , начинается впуск в цилиндр свежего заряда.

На рис. 26, б показаны кривые подъема впускного $h_{вп}$ и выпускного $h_{вып}$ клапанов и индикаторная диаграмма процесса газообмена в зависимости от угла φ . В начале и конце подъема скорость движения клапанов небольшая. В результате подъем клапана и посадка его головки на седло производятся медленно, и возникающие при этом силы инерции невелики, чем обеспечивается надежная работа деталей клапанного механизма. Проходные сечения между головкой и седлом клапана $f_{кл}$ в эти моменты малы.

Для более полного открытия проходного сечения клапанов в период, когда скорость движения поршня наибольшая и когда соз-

даются условия для повышения скорости втекания или вытекания газа, а также для максимального использования влияния инерционных процессов в системах впуска и выпуска на очистку и наполнение цилиндров фазы газораспределения расширяют. Процесс вы-

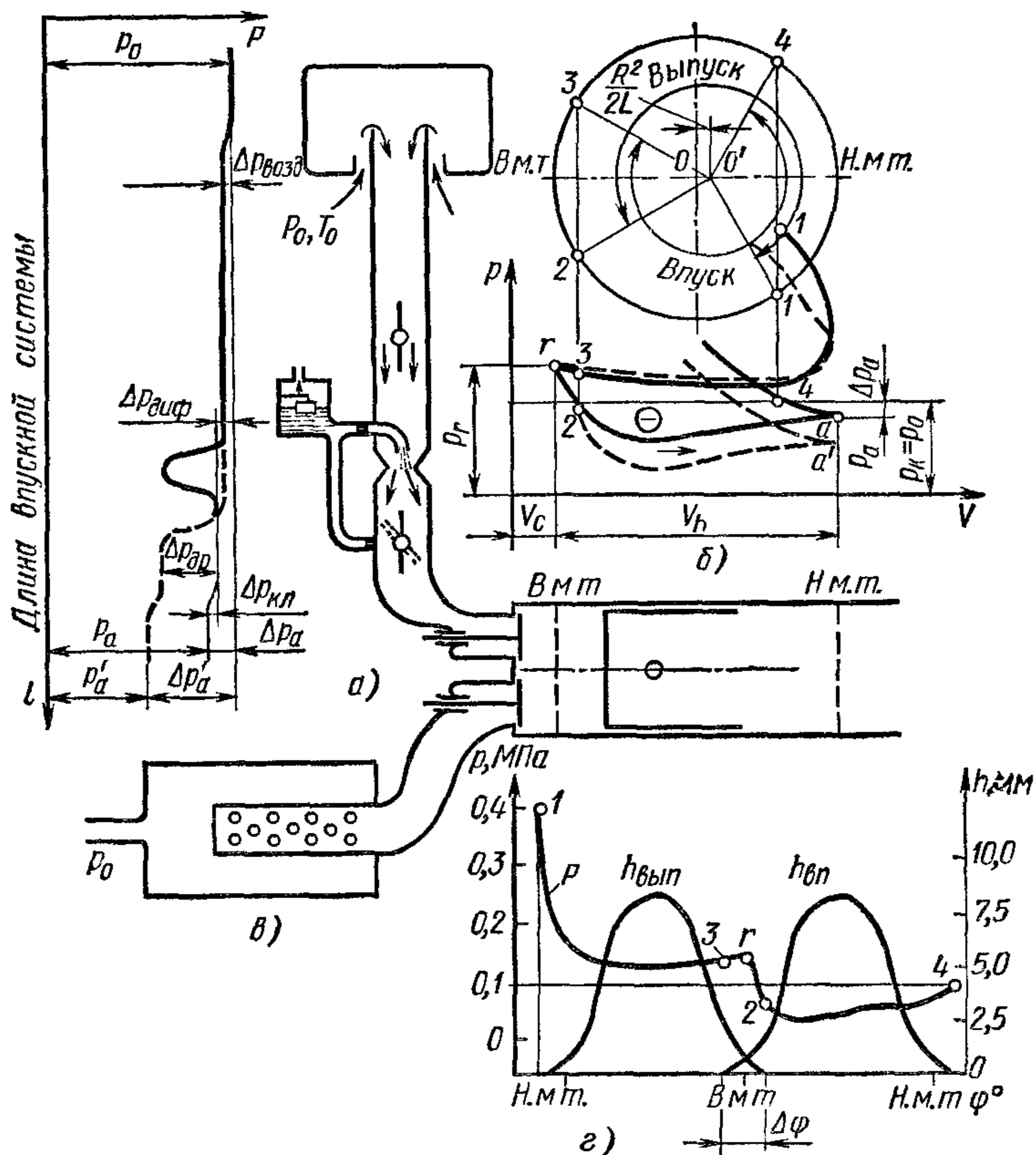


Рис 26. Характеристика процесса газообмена в четырехтактном карбюраторном двигателе:

а — система впуска и эпюра давления по длине впускной системы, б — индикаторная диаграмма и фазы газораспределения; в — система выпуска с глушителем шума; г — кривые подъемов клапанов $h_{кл}$ и давления в цилиндре p в зависимости от угла φ , сплошные линии — дроссельная заслонка полностью открыта, штриховые линии — прикрыта; $\Delta p_{в}$ — потери в воздухоочистителе, $\Delta p_{диф}$ — потери в диффузоре; $\Delta p_{кл}$ — потери в клапане, $\Delta p_{др}$ — потери в сечении впускного трубопровода около дроссельной заслонки; $\Delta \varphi$ — угол перекрытия клапанов

пуска начинается за $40-60^\circ$ до н. м. т. (точка 1, рис. 26, б). С этого момента и до н. м. т. происходит свободный выпуск отработавших газов вследствие разности давлений в цилиндре p_r и на выпуске p_0 . Последующую очистку цилиндра производят выталкиванием газов движущимся к в. м. т. поршнем.

Выпускной клапан закрывается через $15-30^\circ$ после в. м. т. (точка 2), впускной клапан открывается за $10-20^\circ$ до в. м. т. (точ-

ка 3), т. е. в течение некоторого времени одновременно открыты оба клапана. При движении отработавших газов через выпускной клапан за счет их эжектирующего действия в зоне цилиндра под впускным клапаном образуется разрежение. Вследствие этого в случае перекрытия клапанов в цилиндр поступает свежий заряд при одновременном удалении отработавших газов.

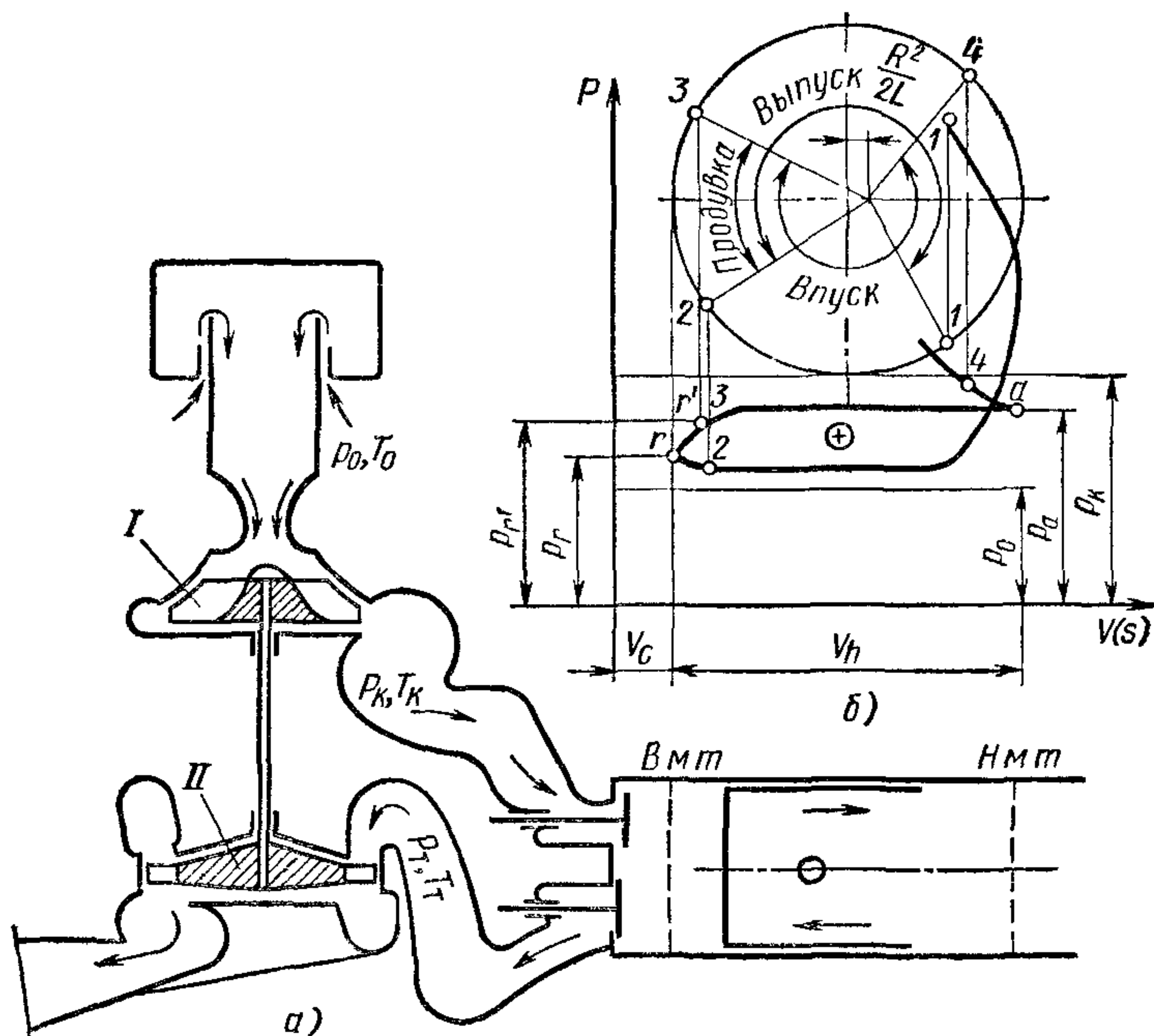


Рис. 27. Характеристика процесса газообмена в четырехтактном дизеле с газотурбинным наддувом:

a — схема двигателя с газотурбинным наддувом, *б* — индикаторная диаграмма процесса газообмена и фазы газораспределения, *I* — компрессор; *II* — газовая турбина

При наддуве воздух (или топливовоздушную смесь в двигателях с внешним смесеобразованием) вводят в цилиндр после предварительного сжатия его в компрессоре. Схема газотурбинного наддува показана на рис. 27. Отработавшие газы при открытии выпускного клапана подводятся к газовой турбине, приводящей в действие компрессор. При работе двигателя с наддувом, когда давление p_k выше, чем p_r (рис. 27, б), перекрытие клапанов используют для продувки цилиндра воздухом, что улучшает его очистку от остаточных газов, а также снижает тепловую напряженность поверхностей, образующих камеру сгорания (днище поршня, стенки цилиндра, головки клапанов и головка блока цилиндров).

При газотурбинном наддуве и постоянном давлении газа перед турбиной отработавшие газы удаляются из цилиндров в ресивер, где устанавливается давление $p_p = \text{const}$.

Свежий заряд в цилиндр поступает при давлении $p_k > p_0$. Температура воздуха T_k после сжатия в компрессоре будет выше T_0 . При использовании высокой степени наддува $\pi_k = p_k/p_0$, когда это отношение больше 2,0—2,5, в магистрали после компрессора (перед вводом воздуха в цилиндр двигателя) устанавливают холодильник для снижения температуры T_k . Это при том же $p_k = \text{const}$ увеличивает количество поступающего в цилиндр свежего заряда. Наличие потерь в системе впуска, как и при работе двигателя без наддува, приводит к тому, что давление p_a будет меньше давления воздуха после компрессора p_k на величину гидравлических потерь $\Delta p_a = p_k - p_a$.

Втекание свежего заряда в цилиндр продолжается также и при возвратном движении поршня к в. м. т. Дозарядка происходит частично вследствие того, что при движении поршня от н. м. т. $p_a < p_0$ или $p_a < p_k$. Во время работы двигателя без наддува возможно также втекание заряда при движении поршня от н. м. т. (точка *a*) до закрытия впускного клапана (точка *4*) под действием образующегося в системе впуска скоростного напора, при котором давление перед впускным клапаном будет выше атмосферного p_0 (динамический наддув). Закрывается впускной клапан в современных быстроходных двигателях через 50—70° после н. м. т.

Вследствие инерционных и волновых явлений, характерных для систем впуска и выпуска в быстроходных двигателях, и нестационарности процесса изменение давления в цилиндре в период газообмена имеет сложный характер, а поэтому аналитический расчет процесса с учетом указанных явлений затруднителен, и его можно вести только с использованием ЭВМ. По этой же причине окончательно фазы газораспределения в современных двигателях выбирают экспериментально.

Рассмотрим процессы газообмена в двухтактном двигателе с прямой клапанно-щелевой продувкой (см. рис. 25, *в*) по типу дизеля ЯМЗ-204. На рис. 28, *а* показана часть индикаторной диаграммы, соответствующая процессам очистки и наполнения цилиндра. На рис. 28, *б* в зависимости от угла φ изображены индикаторная диаграмма процессов газообмена, величина хода поршня $S_{\text{п}}$ на участке открытия и закрытия продувочных окон и подъем клапанов $h_{\text{кл}}$. Кривые $S_{\text{п}}$ и $h_{\text{кл}}$ в определенном масштабе характеризуют также площади проходных сечений продувочных окон и выпускных клапанов. Примерно за 90° до в. м. т. в точке *b* происходит открытие выпускных клапанов¹. С этого момента начинается выпуск отработавших газов. Перепад давлений p_c/p в начальный период выпуска на участке *bк* ниже критического (см. индикаторную диаграмму), и отработавшие газы вытекают с критической скоростью истечения. В дальнейшем, начиная с момента, характеризуемого

¹ В двигателе ЯМЗ-204 имеется два выпускных клапана в каждом цилиндре. Клапаны приводятся в движение от кулачков распределительного вала, что обеспечивает независимое от движения поршня и фаз впуска управление моментами открытия и закрытия выпускных клапанов.

на индикаторной диаграмме точкой k , истечение происходит в подкритической области с понижающейся скоростью. Период выброса отработавших газов до момента открытия продувочных окон называют свободным выпуском.

Одновременный процесс удаления газов и их расширения приводит к резкому понижению давления в цилиндре до величины p_l .

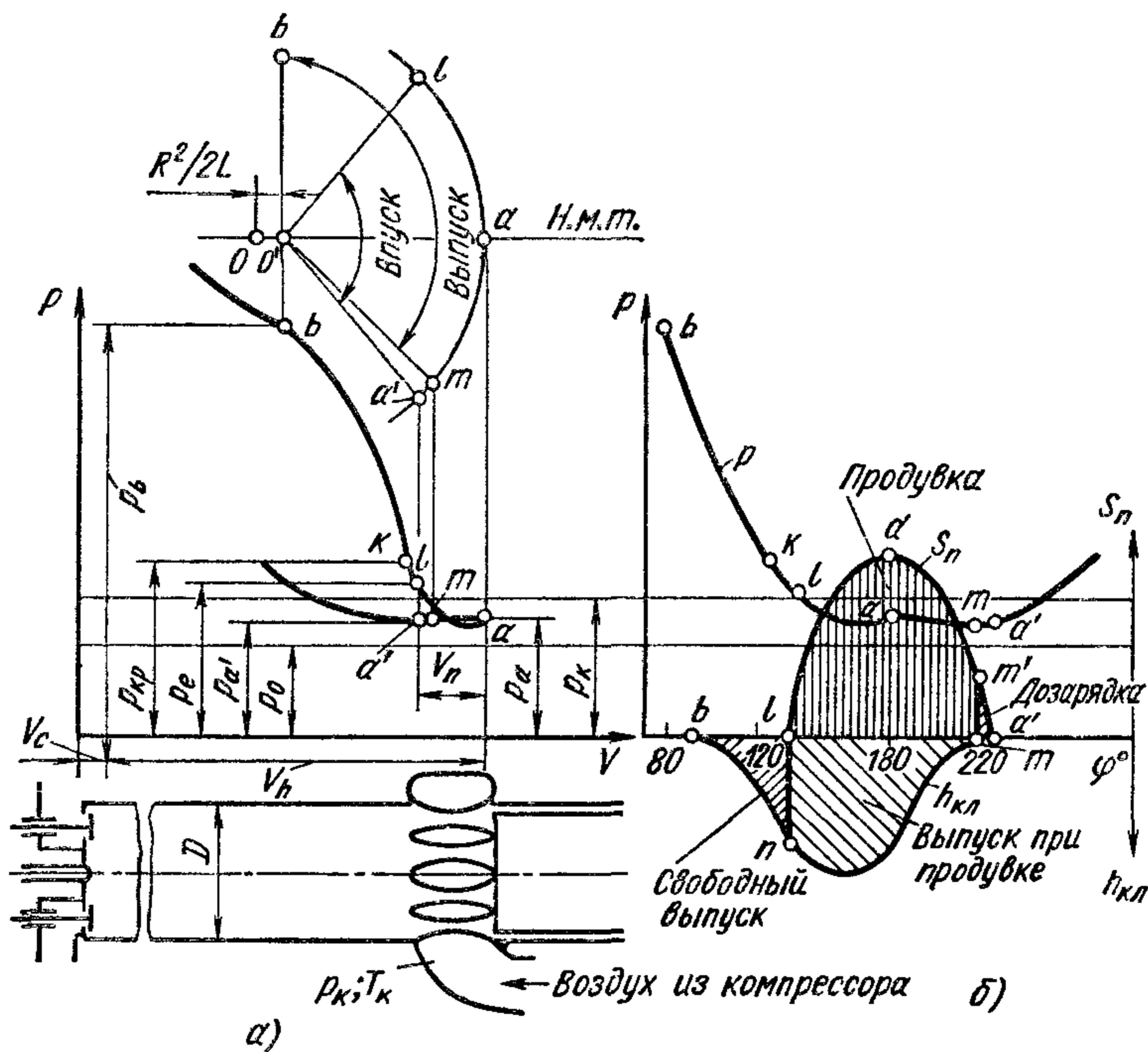


Рис 28. Характеристика процесса газообмена в двухтактном дизеле

Площадь $f_{кл}$ пропорциональна подъему клапана, а время его движения — углу φ , поэтому площадь bln эквивалентна $\int_i^b f_{св} dt$ (где $f_{св}$ — площадь проходного сечения в период свободного выпуска), называемому *время-сечением свободного выпуска*.

Начало открытия продувочных окон происходит в точке примерно за 45° до н. м. т, когда давление в цилиндре несколько выше, чем в воздушном ресивере.

Вследствие интенсивного движения отработавших газов в направлении к выпускным клапанам, где в рассматриваемый момент площадь проходного сечения достаточно велика, забрасывания газов в воздушный ресивер не наблюдается, а давление в цилиндре продолжает снижаться. Когда давление в цилиндре p станет меньше давления p_k , то начинается поступление воздуха из ресивера в цилиндр и его продувка. Период, в течение которого поступает воз-

дух в цилиндр и удаляются продукты сгорания, называют *принудительным выпуском и наполнением*.

В процессе продувки часть поступающего свежего заряда, вытесняя отработавшие газы, смешивается с ними и выбрасывается в выпускной трубопровод.

Процесс удаления отработавших газов заканчивается в момент закрытия выпускных клапанов (точка m на диаграмме). Площадь, ограниченная кривой lnt и осью абсцисс, характеризует время-сечение выпуска при продувке, а площадь $ldm'm$ — время-сечение продувки. После закрытия выпускных клапанов продувочные окна остаются открытыми (на участке ma'), что дает возможность осуществить дозарядку цилиндра. Время-сечение дозарядки соответствует площади $mt'a'$.

Особенность рассмотренной схемы продувки — отдельное управление процессом выпуска и впуска — позволяет организовать газообмен так, что выпускные клапаны закрываются одновременно или раньше продувочных окон (несимметричная диаграмма газораспределения). Кроме того, к концу процесса выпуска время-сечение выпускных клапанов значительно меньше время-сечения продувочных окон (см. рис. 28, б). Все вместе взятое позволяет в данном случае в отличие от поперечной продувки (см. рис. 25, а) осуществить дополнительную зарядку цилиндра и наддув. Большое значение для хорошей очистки цилиндра и его зарядки имеет организация направленного движения свежего заряда.

§ 2. Параметры процесса впуска

Количество свежего заряда, поступившего в процессе впуска, т. е. наполнение цилиндра, зависит от следующих факторов:

- 1) гидравлического сопротивления впускной системы, снижающего давление подаваемого заряда на величину Δp ;
- 2) наличия в цилиндре некоторого количества M_r продуктов сгорания (остаточные газы), занимающих часть его объема;
- 3) подогрева заряда от поверхности стенок системы впуска и внутрицилиндрового пространства на величину ΔT , вследствие чего уменьшается плотность подаваемого заряда.

Влияние каждого из указанных факторов можно выяснить при отдельном их рассмотрении. Для упрощения задачи в дальнейшем предполагается, что процесс впуска заканчивается в точке a (см. рис. 26). Все явления, связанные с дозарядкой цилиндра и его продувкой, оцениваются опытными коэффициентами.

Давление в цилиндре в период зарядки. Наличие сопротивлений во впускной системе приводит к тому, что количество свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя, уменьшается из-за снижения плотности заряда. Влияние гидравлических сопротивлений на наполнение можно определить, если известны потери давления Δp_a во впускной системе (см. рис. 26) или давление в цилиндре p_a в момент предполагаемого окончания процесса впуска. Можно приближенно определить давление в цилиндре при впуске, рассматри-

вая этот процесс как установившийся. Воспользовавшись уравнением Бернулли, можно написать

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{w_k^2}{2} + gZ_k = \frac{p_a}{\rho_a} + \beta^2 \frac{w_{вп}^2}{2} + \xi_{вп} \frac{w_{вп}^2}{2} + gZ_a, \quad (125)$$

где ρ_k и ρ_a — плотности заряда соответственно на впуске и в цилиндре; w_k и $w_{вп}$ — соответственно скорость движения воздуха на входе во впускную систему и средняя за процесс впуска скорость воздуха в клапане или продувочных окнах как наиболее узком сечении для протекания свежего заряда во впускной системе¹, м/с; Z_k и Z_a — нивелирная высота соответственно от оси впускной системы и оси впускного клапана; β — коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра, $\beta = w_{ц}/w_{вп}$ ($w_{ц}$ — средняя скорость движения воздуха в рассматриваемом сечении цилиндра); $\xi_{вп}$ — коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению.

Принимая, что $w_k = 0$, нивелирная высота $Z_k = Z_a$, и, пренебрегая изменением плотности свежего заряда при его движении во впускной системе ($\rho_k = \rho_a$), получаем

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p_a}{\rho_a} + (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{w_{вп}^2}{2} \quad (126)$$

и

$$\Delta p_a = p_k - p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{w_{вп}^2}{2} \rho_k. \quad (127)$$

В случае четырехтактного двигателя без наддува $p_k = p_0$ и $\rho_k = \rho_0$.

Из уравнения (127) видно, что понижение давления при движении заряда во впускной системе пропорционально квадрату скорости в наименьшем сечении и зависит от коэффициентов сопротивления системы и затухания скорости движения заряда. В двигателях с преимущественным количественным регулированием (карбюраторные, газовые, с впрыском легкого топлива и искровым зажиганием) при уменьшении нагрузки прикрывают дроссельную заслонку, что приводит к увеличению сопротивлений. Индикаторная диаграмма процесса газообмена в случае прикрытия дроссельной заслонки показана штриховой линией на рис. 26.

Для наименьших сечений во впускной системе и цилиндра уравнение неразрывности

$$w_{вп} f_{вп} = c_{п\max} F_{п}, \quad (128)$$

где $f_{вп}$ — площадь проходного сечения клапана (или другого наиболее узкого сечения), м²; $c_{п\max}$ — максимальная скорость поршня, м/с; $F_{п}$ — площадь поршня, м².

¹ Для повышения скорости и обеспечения направленного движения воздушного заряда в цилиндре в некоторых четырехтактных двигателях во впускном патрубке головки делают местное сужение, имеющее меньшее, чем у клапана, проходное сечение. Иногда среднюю скорость $w_{вп}$ определяют по этому сечению.

Максимальная скорость поршня (в м/с)

$$c_{п\max} = R\omega \sqrt{1 + \lambda^2}, \quad (129)$$

где R — радиус кривошипа, м; ω — угловая скорость коленчатого вала; $\omega = 2\pi n$ (n — частота вращения коленчатого вала, об/с); λ — отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L , $\lambda = R/L$.

Применение в расчете $c_{п\max} \approx 1,63c_{п}$ в отличие от рекомендуемого в литературе метода расчета по средней скорости поршня $c_{п} = 2Sn$ позволяет получить для четырехтактного двигателя более близкие к действительным значениям $w_{вп}$. Это объясняется тем, что принимаемая в расчете площадь $f_{вп}$ соответствует площади максимального проходного сечения клапана, образующегося примерно к моменту, когда скорость поршня меняется незначительно и близка к $c_{п\max}$. Учитывая, что характеры изменения проходного сечения клапана и скорости $c_{п}$ сходны, указанные соотношения ближе к значениям $w_{вп}$ в рассматриваемый момент.

Из уравнений (128) и (129) имеем

$$w_{вп} = c_{п\max} \frac{F_{п}}{f_{вп}} = 2\pi Rn \sqrt{1 + \lambda^2} \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{f_{вп}} = A_1 \frac{n}{f_{вп}}. \quad (130)$$

Подставляя значение $w_{вп}$ в выражение (128), получим

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \rho_k A_1^2 \frac{n^2}{2} \frac{1}{f_{вп}^2} = A_2 \frac{n^2}{f_{вп}^2}, \quad (131)$$

где — A_1 в м³, а A_2 — в кг·м³, Δp_a — в Па.

Из выражения (131) видно, что Δp_a пропорционально квадрату частоты вращения n^2 и обратно пропорционально квадрату площади $f_{вп}^2$. Увеличение площади $f_{вп}$ является способом уменьшения Δp_a . В современных четырехтактных автомобильных двигателях с верхним расположением клапанов возможности увеличения площади $f_{вп}$ ограничены условиями размещения клапанов в головке блока цилиндров.

При $V_h = \pi D^2 S / 4 = \text{const}$ в случае уменьшения хода поршня необходимо соответствующее увеличение диаметра D цилиндра, что позволяет разместить в головке клапаны с бóльшим проходным сечением их горловины. Суммарная площадь проходных сечений впускных клапанов может быть увеличена применением четырех клапанов (два впускных и два выпускных). Четырехклапанную схему целесообразно использовать при наддуве, а также при повышении частоты вращения, так как снижение массы и соответственно сил инерции каждого клапана обуславливает более надежную работу механизма газораспределения при высоких частотах вращения. Площадь проходного сечения клапанов можно увеличить, применяя камеры сгорания, в которых клапаны размещаются наклонно (см. рис. 40, а и б).

По опытным данным в автомобильных двигателях при полном открытии клапана на номинальном режиме скорость движения заряда в проходном сечении $w_{вп} = 50 \div 130$ м/с, $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \div 4$.

По опытным данным, в четырехтактных двигателях без наддува $p_a = (0,8 \div 0,9) p_0$; с наддувом $p_a = (0,9 \div 0,96) p_k$.

В двухтактных двигателях:
тихоходных с контурной продувкой

$$p_a \approx 0,5 (p_k + p_p)$$

(где p_p — давление в выпускной системе), быстроходных с прямоточной продувкой

$$p_a \approx (0,85 \div 1,05) p_k.$$

Количество остаточных газов. В процессе выпуска не удается полностью удалить из цилиндра продукты сгорания, занимающие некоторый объем при соответствующих давлении p_r и температуре T_r . В процессе впуска остаточные газы расширяются и, смешиваясь с поступающим свежим зарядом, уменьшают наполнение цилиндра. Количество остаточных газов M_r зависит от способа очистки цилиндра, а также от возможности продувки цилиндра свежим зарядом.

Количество остаточных газов принято определять относительной величиной, называемой *коэффициентом остаточных газов*

$$\gamma_{ост} = M_r / M_1.$$

В четырехтактных двигателях, имеющих перекрытие клапанов (не более $30-40^\circ$), которое исключает возможность продувки, можно считать, что к концу такта выпуска остаточные газы занимают объем камеры сгорания $V_c = V_h / (\varepsilon - 1)$ и, следовательно, их количество

$$M_r = \frac{p_r V_c}{R_v T_r}, \quad (132)$$

где p_r и T_r — соответственно давление и температура в цилиндре в конце выпуска; R_v — универсальная газовая постоянная.

Величина p_r определяется давлением среды, в которую происходит выпуск, т. е. давлением p_0 при выпуске в атмосферу или p_p при установке на выпуске глушителя или сборника при газотурбинном наддуве.

Температура T_r зависит от состава смеси, степени расширения и теплообмена при расширении и выпуске. В бензиновых двигателях, в которых состав смеси изменяется в сравнительно небольших пределах, T_r с уменьшением нагрузки понижается незначительно. В дизелях, где регулирование нагрузки производится изменением состава смеси, температура T_r заметно снижается с уменьшением нагрузки. Вследствие более высоких степеней сжатия и соответственно расширения и более низких температур в процессе расширения величина T_r в дизелях значительно ниже (на $200-300$ К), чем в бензиновых двигателях.

Объем V_c , однозначно зависит от степени сжатия ε , убывая с ее увеличением. Следовательно, при прочих равных условиях увеличение ε в четырехтактных двигателях всегда сопровождается уменьшением M_r .

Число молей свежего заряда M_1 определяется условиями наполнения и регулирования нагрузки. При понижении нагрузки в бензиновых двигателях путем дросселирования величина M_1 уменьшается, а при качественном регулировании мощности, применяемом в дизелях, величина M_1 с уменьшением нагрузки несколько возрастает. При наддуве M_1 в обоих случаях увеличивается.

Таким образом, можно сделать следующие общие выводы относительно коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$.

Коэффициент $\gamma_{ост}$ в бензиновых двигателях выше, чем в дизелях, вследствие меньших ε . При уменьшении нагрузки $\gamma_{ост}$ в бензиновых двигателях возрастает, а в дизелях остается практически неизменным. При введении наддува вследствие большего количества M_1 коэффициент $\gamma_{ост}$ уменьшается в двигателях обоих типов, исключение составляют двигатели с газотурбинным наддувом, в которых рост p_k сопровождается изменением противодавления p_p , а следовательно, повышением давления p_r в цилиндре.

При полной нагрузке у бензиновых и газовых двигателей без наддува $\gamma_{ост} = 0,06 \div 0,10$; у дизелей без наддува $\gamma_{ост} = 0,03 \div 0,06$.

При расчете коэффициента $\gamma_{ост}$ можно принимать, что давление остаточных газов $p_r = (1,1 \div 1,25) p_0$ или $p_r = (1,1 \div 1,25) p_p$, а температура $T_r = 900 \div 1000$ К для бензиновых двигателей, $T_r = 700 \div 900$ К для дизелей и $T_r = 750 \div 1000$ К для газовых двигателей.

В четырехтактных двигателях коэффициент $\gamma_{ост}$ может быть уменьшен путем применения продувки при некотором увеличении перекрытия клапанов.

В двухтактных двигателях $\gamma_{ост}$ зависит от качества продувки. Например, в двигателях с кривошипно-камерной продувкой из-за несовершенной продувки $\gamma_{ост}$ может достигать 0,4. При снижении нагрузки этот коэффициент может быть близок к единице, что приводит к пропускам воспламенения и горения. В двухтактном двигателе с прямоточной продувкой коэффициент $\gamma_{ост}$ может быть получен таким же, как и в четырехтактных дизелях ($\gamma_{ост} = 0,03$).

В ряде случаев, особенно в двухтактных двигателях, качество очистки цилиндра от отработавших газов оценивают коэффициентом продувки

$$\eta_s = \frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{M_1}{M_1 (1 + \gamma_{ост})} = \frac{1}{1 + \gamma_{ост}}. \quad (133)$$

Температура подогрева заряда. Свежий заряд при движении во впускной системе и внутри цилиндра соприкасается с горячими стенками, и температура его увеличивается на ΔT . Степень подогрева заряда зависит от скорости его движения, продолжительности впуска, а также от разности температур стенок и заряда. С повышением температуры заряда его плотность снижается, поэтому специальный подогрев впускной системы карбюраторного двигателя целесообразен лишь в пределах, при которых подводимая теплота используется для испарения топлива. Чрезмерный подогрев отрицательно влияет на наполнение цилиндра. Таким образом, приращение

температуры свежего заряда

$$\Delta T = \Delta T_{\text{под}} - \Delta T_{\text{исп}},$$

где $\Delta T_{\text{под}}$ — повышение температуры свежего заряда вследствие теплообмена; $\Delta T_{\text{исп}}$ — уменьшение температуры свежего заряда из-за испарения топлива. Для дизелей $\Delta T_{\text{исп}} = 0$.

Подсчет ΔT затрудняется из-за отсутствия достаточных данных для выбора коэффициента теплоотдачи и средней температуры поверхностей, а также из-за сложности определения доли испарившегося в процессе впуска топлива (у бензиновых двигателей). Вследствие этого при тепловом расчете двигателя температуру ΔT принимают на основании имеющихся экспериментальных данных и косвенных расчетов. При правильно сконструированной системе газообмена, когда свежий заряд поступает в цилиндр дизеля без наддува, $\Delta T = 20 \div 40^\circ \text{C}$. Для двигателя с внешним смесеобразованием $\Delta T = 0 \div 20^\circ \text{C}$.

Четырехтактные дизели с наддувом без промежуточного охлаждения воздуха и двухтактные двигатели с хорошо организованной продувкой имеют более низкие значения ΔT , что объясняется более высокими температурами воздуха за компрессором и соответственно меньшей разностью между средними температурами стенок и свежего заряда. Аналогичное явление наблюдается и в карбюраторных двигателях с наддувом. При наддуве без промежуточного охлаждения, когда температура заряда выше температуры стенок, возможно охлаждение заряда, и ΔT в этом случае будет отрицательным.

Температура конца впуска. При анализе факторов, влияющих на протекание процесса зарядки, предполагается, что они влияют раздельно. В действительности все явления, определяющие протекание процесса зарядки, действуют одновременно. Подогрев заряда от стенок и смешение его с остаточными газами, имеющими более высокую температуру, приводят к тому, что в конце впуска (точка a на рис. 26) температура смеси свежего заряда и остаточных газов T_a выше температуры воздуха на впуске T_k , но ниже температуры остаточных газов T_r .

Температуру T_a можно определить на основании баланса теплоты, составленного для свежего заряда и остаточных газов до и после их смешения. Предполагается, что процесс смешения происходит при постоянном давлении. Принимая, что теплоемкость смеси c'_p равна теплоемкости свежего заряда c_p , а теплоемкость остаточных газов $c''_p = \varphi c_p$, напишем уравнение баланса теплоты:

$$c_p M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi c_p M_r T_r = c_p (M_1 + M_r) T_a, \quad (134)$$

откуда

$$T_a = \frac{M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi M_r T_r}{M_1 + M_r}. \quad (135)$$

Так как

$$M_1 + M_r = M_1 (1 + \gamma_{\text{ост}}), \quad (136)$$

то

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \varphi \gamma_{\text{ост}} T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}}. \quad (137)$$

При работе четырехтактного двигателя без наддува $T_k = T_0$. В случае четырехтактного двигателя с наддувом или двухтактного двигателя температура T_k определяется по состоянию воздуха перед впускной системой после сжатия в компрессоре по уравнению

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (138)$$

где n_k — показатель политропы сжатия в компрессоре, зависящий от его типа и степени совершенства протекающего в нем процесса, $n_k = 1,45 \div 1,8$.

В некоторых двигателях с наддувом после компрессора перед впускной системой устанавливают холодильник, в котором воздух охлаждается на $\Delta T_{\text{хол}}$. В этом случае температура заряда перед впуском

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - \Delta T_{\text{хол}}. \quad (139)$$

При определении T_a без большой погрешности можно принять $\varphi = 1$, так как для двигателей с внешним смесеобразованием $c'_p \geq c''_p$, и предположение, что $\varphi = 1$ практически не вносит погрешности в расчет.

Тогда

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}}. \quad (140)$$

Формулы (137) и (140) справедливы для двух- и четырехтактных двигателей.

Для четырехтактных двигателей без наддува $T_a = 310 \div 350$ К, для четырех- и двухтактных двигателей с наддувом $T_a = 320 \div 400$ К.

В двигателях, работающих на сжиженном газе, уравнение баланса теплоты, отнесенное к 1 молю газа при смешении газа с воздухом в смесителе, имеет вид

$$(1 + \alpha L_0) c_{p\text{см}} T_{\text{см}} = \mu c'_p T_r + \mu c_p \alpha L_0 T_0, \quad (141)$$

откуда, принимая $\mu c_{p\text{см}} \approx \mu c'_p \approx \mu c_p$, получим

$$T_k = T_{\text{см}} = \frac{T_r + \alpha L_0 T_0}{1 + \alpha L_0}, \quad (142)$$

где $T_{\text{см}}$ — температура газозвушной смеси, поступающей в цилиндр двигателя; T_r — температура газа, поступающего в смеситель.

Значение температуры T_k подставляют в уравнение (137) или (140) при определении T_a .

На рис. 29 показана зависимость температуры T_a от коэффициента $\gamma_{ост}$ при двух значениях T_r и ΔT для случая, когда свежий заряд поступает из атмосферы при $T_0 = 288$ К. На рис. 30 приведена зависимость T_a от степени подогрева заряда ΔT . Из графика

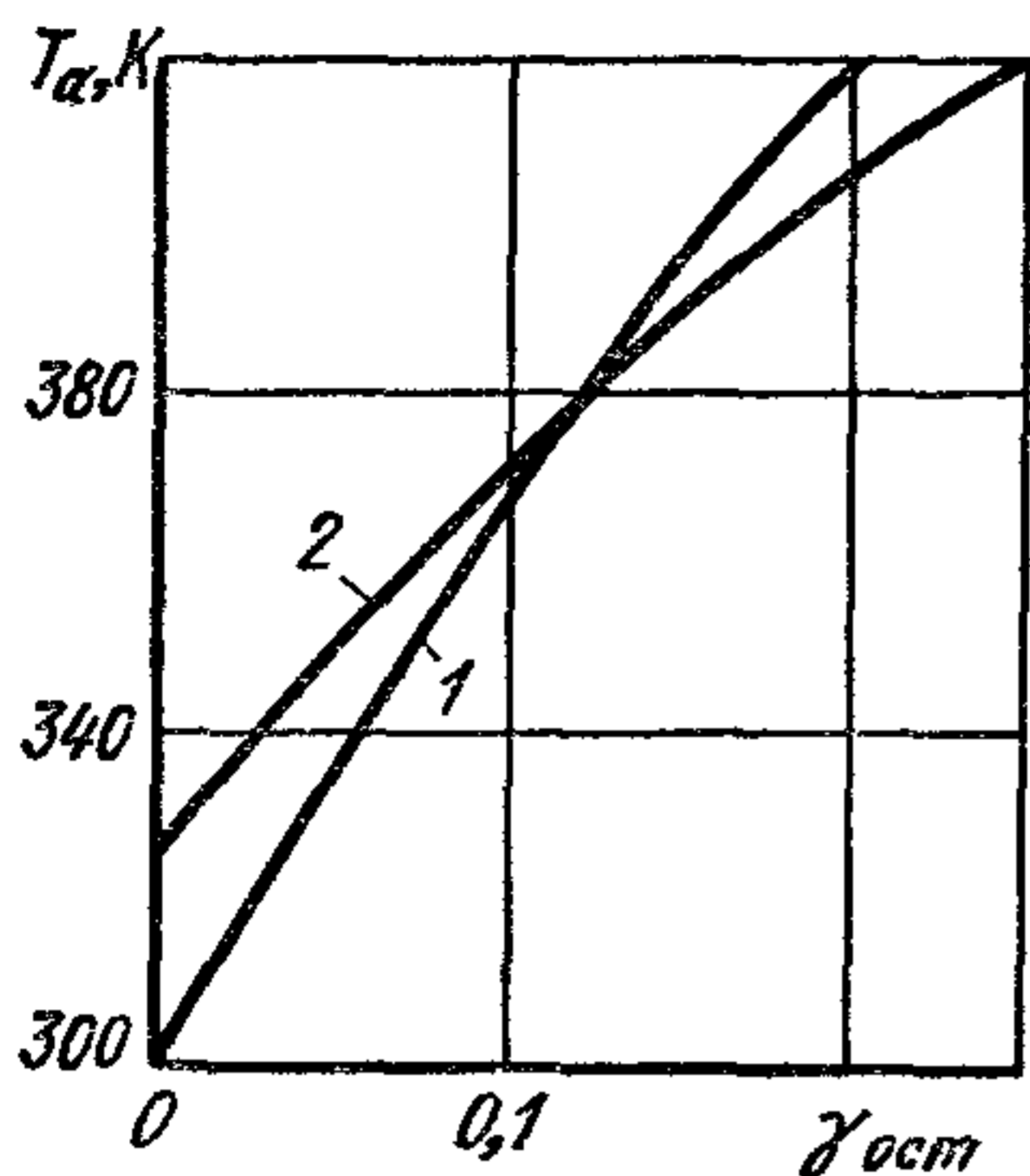


Рис. 29. Зависимость температуры T_a ($T_0 = 288$ К) от коэффициента $\gamma_{ост}$:

1 — $\Delta T = 15^\circ$, $T_r = 1000$ К;
2 — $\Delta T = 40^\circ$, $T_r = 800$ К

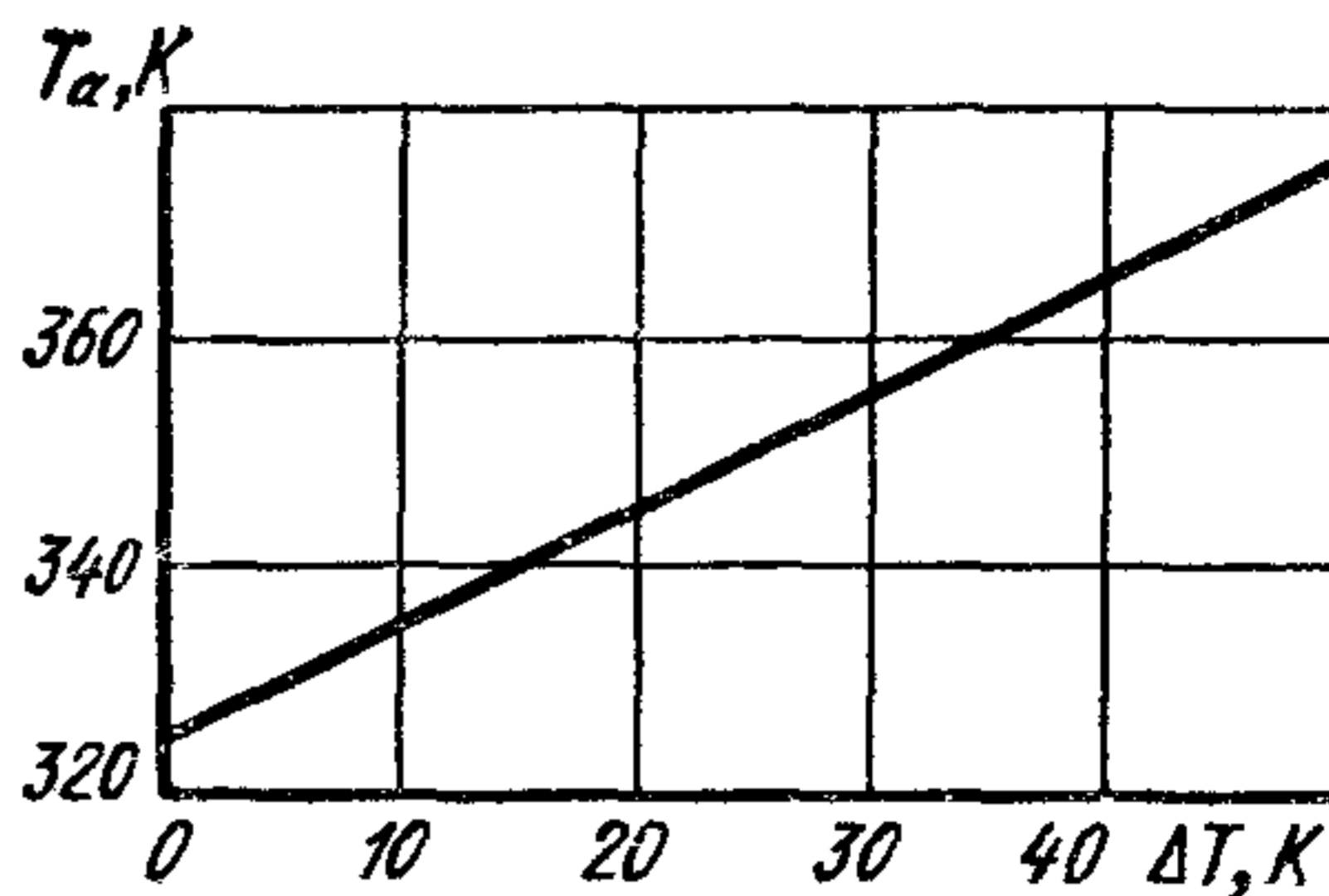


Рис. 30 Зависимость $T_a = f(\Delta T)$ ($T_0 = 288$ К; $\gamma_{ост} = 0,06$ и $T_r = 1000$ К)

ков видно, что температура T_a растет при увеличении $\gamma_{ост}$ и ΔT , вследствие чего уменьшается плотность поступившего свежего заряда.

§ 3. Коэффициент наполнения

Совершенство процесса впуска принято оценивать коэффициентом наполнения η_V равным отношению количества свежего заряда, находящегося в цилиндре к началу действительного сжатия, т. е. к моменту закрытия органов газообмена, к тому количеству свежего заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при условиях на впуске. Условиями на впуске для четырехтактных двигателей без наддува являются давление $p_k = p_0$ и температура $T_k = T_0$ окружающей среды, для двух- и четырехтактных двигателей с наддувом — давление p_k и температура T_k после компрессора (см. рис. 26—28).

Расчеты показывают, что для двигателей с внешним смесеобразованием, работающих на жидком топливе, разница в коэффициентах наполнения, подсчитанных из условий, что свежим зарядом является воздух или топливовоздушная смесь, незначительна. Поэтому в дальнейшем для таких двигателей так же, как и для дизелей, будем определять η_V по количеству поступающего в цилиндр воздуха. Согласно определению

$$\eta_V = \frac{G_{дсм}}{V_{h0k}} = \frac{V_k}{V_h}, \quad (143)$$

где $G_{д сж}$ — массовое количество свежего заряда, находящегося в цилиндре к началу сжатия, кг; V_k — объем, занимаемый свежим зарядом и приведенный к условиям на впуске (p_k и T_k), м³.

В четырехтактных двигателях с продувкой цилиндра в период перекрытия клапанов и в двухтактных двигателях часть поступившего свежего заряда расходуется на продувку и не участвует в процессах сжатия и сгорания. Количество заряда, израсходованного на продувку, оценивается коэффициентом продувки

$$\eta_{п} = \frac{G_{общ}}{G_{д сж}}, \quad (144)$$

где $G_{общ}$ — общее количество свежего заряда, поступившего в цилиндр за цикл, кг.

Для четырехтактных двигателей с перекрытием клапанов, не превышающим 40—50°, можно принять $\eta_{п} = 1$.

Вывод уравнения коэффициента наполнения. Уравнение коэффициента наполнения в зависимости от основных факторов, влияющих на него, можно вывести исходя из следующего. При положении поршня в точке a (см. рис. 27) в цилиндре двигателя находятся M_{1a} молей свежего заряда и M_r молей остаточных газов. По характеристическому уравнению, если p — в Па; V — в м³ и T — в К,

$$p_a V_a = 8314 (M_{1a} + M_r) T_a, \quad (145)$$

где 8314 — универсальная газовая постоянная в Дж/ (кмоль·К).

Для общего количества поступившего свежего заряда M_1 характеристическое уравнение, отнесенное к условиям впуска,

$$p_k V_k = 8314 M_1 T_k. \quad (146)$$

Используя формулы (143) и (146), получим

$$p_k \eta_V V_h = 8314 M_1 T_k. \quad (147)$$

Величина M_1 в общем случае может быть больше M_{1a} , так как от точки a до момента закрытия впускных органов возможна дозарядка цилиндра, которую учитывают коэффициентом дозарядки:

$$\varphi_1 = \frac{M_1 + M_r}{M_{1a} + M_r}. \quad (148)$$

Тогда

$$M_{1a} + M_r = \frac{1}{\varphi_1} (M_1 + M_r). \quad (149)$$

Из выражений (145) и (149) имеем

$$M_1 + M_r = \varphi_1 \frac{p_a V_a}{8314 T_a}. \quad (150)$$

Определив M_1 из выражения (147) и разделив уравнение (150) на полученное выражение, будем иметь

$$\frac{M_1 + M_r}{M_1} = \varphi_1 \frac{p_a}{p_k} \frac{V_a}{V_h} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{\eta_V}, \quad (151)$$

по

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad \frac{M_1 + M_r}{M_1} = 1 + \gamma_{\text{ост}}$$

Следовательно,

$$\eta_V = \varphi_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_K} \frac{T_K}{T_a (1 + \gamma_{\text{ост}})} \quad (152)$$

Определив из уравнения (137) $T_a (1 + \gamma_{\text{ост}})$ и подставив это выражение в формулу (152), получим

$$\eta_V = \varphi_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_K} \frac{T_K}{T_K + \Delta T + \varphi \gamma_{\text{ост}} T_r} \quad (153)$$

Выражения (152) и (153) справедливы для двух- и четырехтактных двигателей. В случае двухтактных двигателей степень сжатия должна быть отнесена к полезной части хода поршня [см. уравнение (122)].

Уравнения коэффициентов η_V и $\gamma_{\text{ост}}$ для четырехтактного двигателя. При рассмотрении процесса выпуска в четырехтактном двигателе можно принять, что он заканчивается в в. м. т. Тогда из уравнения (132), заменяя V_c через $V_h / (\varepsilon - 1)$, получим

$$M_r = \frac{p_r V_h}{8314 (\varepsilon - 1) T_r} \quad (154)$$

учитывая, что $M_1 = \frac{p_K V_h \eta_V}{8314 T_K}$ и $\gamma_{\text{ост}} = M_r / M_1$, можем написать

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_V} \frac{p_r}{p_K} \frac{T_K}{T_r} \quad (155)$$

В случае перекрытия клапанов, обеспечивающего продувку цилиндра, коэффициент $\gamma_{\text{ост}}$ будет уменьшаться.

Для учета дополнительной очистки цилиндра четырехтактного двигателя при продувке, характерной главным образом для двигателя с наддувом, в уравнение (155) вводят коэффициент очистки $\varphi_{\text{оч}}$.

С учетом этого коэффициента

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{\varphi_{\text{оч}}}{(\varepsilon - 1) \eta_V} \frac{p_r}{p_K} \frac{T_K}{T_r} \quad (156)$$

При отсутствии продувки $\varphi_{\text{оч}} = 1$, при совершенной очистке $\varphi_{\text{оч}} = 0$. В знаменатель выражения (153) вместо $\gamma_{\text{ост}}$ подставим его значение из уравнения (156). После соответствующих преобразований получим

$$\eta_V = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varphi_1 \varepsilon \frac{p_a}{p_K} - \varphi \varphi_{\text{оч}} \frac{p_r}{p_K} \right) \quad (157)$$

После подстановки в уравнение (156) значения η_V по выражению (157) можно получить уравнение для коэффициента $\gamma_{\text{ост}}$ в четырехтактном двигателе в зависимости от температуры, давления и

ОПЫТНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ:

$$\gamma_{ост} = \frac{\varphi_{оч} (T_K + \Delta T)}{T_r} \frac{p_r}{\varphi_1 \varepsilon p_a - \varphi \varphi_{оч} p_r}. \quad (158)$$

При отсутствии продувки и дозарядки четырехтактного двигателя $\varphi = \varphi_1 = \varphi_{оч} = 1$.

$$\eta_V = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varepsilon \frac{p_a}{p_K} - \frac{p_r}{p_K} \right) \quad (159)$$

и

$$\gamma_{ост} = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (160)$$

В двухтактном двигателе коэффициент $\gamma_{ост}$ аналитически определить невозможно, так как неизвестно количество свежего заряда,

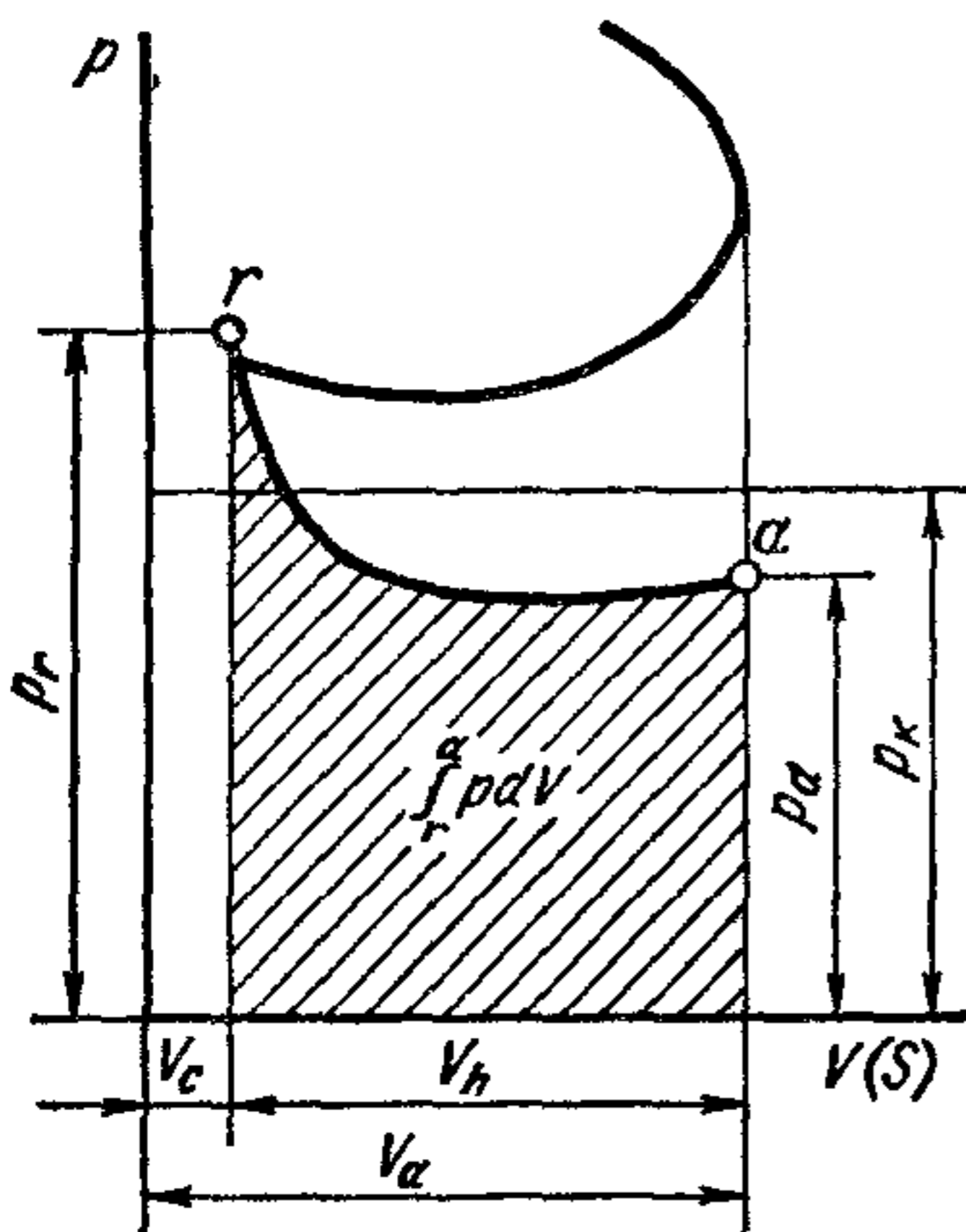


Рис 31. Индикаторная диаграмма процесса газообмена четырехтактного быстроходного двигателя

оставшегося в цилиндре после продувки. Значение $\gamma_{ост}$ можно найти экспериментально по методу, предложенному Е. К. Мазингом. Если произвести анализ газовых проб, взятых из цилиндра в процессе сжатия и расширения, то по содержанию CO_2' в процессе сжатия и CO_2'' в процессе расширения коэффициент остаточных газов

$$\gamma_{ост} = \frac{CO_2'}{CO_2'' - CO_2'}. \quad (161)$$

Уравнение коэффициента η_V в быстроходных четырехтактных двигателях. Приведенные выше выражения для определения коэффициента наполнения выведены на основании баланса внутренней энергии, определяющего протекание процесса внутри цилиндра. Когда впуск происходит с небольшими скоростями, характерными для тихоходных двигателей, и скорости движения заряда во впускной системе невелики, то

работа, затрачиваемая на впуск свежего заряда ($-L_{вп}$), может быть приравнена положительной работе, совершаемой им внутри цилиндра ($+L_H$) и поэтому обе эти составляющие могут быть исключены из баланса энергии. В быстроходных двигателях с внешним смесеобразованием особенно при работе с частичными нагрузками более точным будет расчет с учетом всех составляющих баланса энергии.

В общем виде полный баланс энергии за ход наполнения

$$U_1 + U_K + L_{вп} + Q_{II} = U_a + L_H + \frac{w_{II}^2}{2} G_{общ},$$

где U_1 — внутренняя энергия остаточных газов, Дж, $U_1 = c_v'' G_1 T_r$; U_K — внутренняя энергия свежего заряда, Дж, $U_K = c_v G_{общ} T_K$; $L_{вп}$ — работа, затрачиваемая на впуск свежего заряда в процессе наполнения (работа годачи), Дж, $L_{вп} = p_K V_h \eta_V$; Q_{II} — теплота, полученная свежим зарядом при подогреве его от стенок, Дж, $Q_{II} = c_p G_{общ} \Delta T$; L_H — работа, совершаемая рабочей смесью за ход наполнения, Дж, $L_H = \int_r^a p dV$; U_a — внутренняя энергия рабо-

чей смеси в конце впуска (в точке a на рис. 31), Дж, $U_a = c'_1 (G_{\text{общ}} + G_1) T_a$;
 $\frac{w_{\text{ц}}^2}{2} G_{\text{общ}}$ — энергия движения рабочей смеси в цилиндре в конце впуска, Дж.

Полагая $w_{\text{ц}} = 0$ и выражая работу наполнения через $\mu_{\text{в}} p_a V_h$ (где $\mu_{\text{в}}$ — коэффициент работы наполнения, $\mu_{\text{в}} = \frac{\int_a^r p dV}{p_a V_h}$), после подстановки в исходное выражение отдельных величин и проведения соответствующих преобразований получено выражение для определения коэффициента наполнения

$$\eta_{\text{в}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} + \Delta T} \frac{\varphi_1}{k(\varepsilon - 1)} \frac{p_a}{p_{\text{к}}} \left[\varepsilon - \frac{p_r}{p_a} + (k - 1)(\varepsilon - 1) \mu_{\text{в}} \right].$$

По данным обработки индикаторных диаграмм $\mu_{\text{в}} = 0,82 \div 0,90$.

§ 4. Различные факторы, влияющие на коэффициент наполнения

Рассматривая выражения (152), (153), (157) и (159), видим, что на коэффициент наполнения влияют давление p_a и температура T_a в конце впуска, температура подогрева заряда ΔT , коэффициент остаточных газов $\gamma_{\text{ост}}$, температура T_r и давление p_r , степень сжатия ε , коэффициенты дозарядки и очистки. В свою очередь, указанные величины зависят от ряда факторов и, кроме того, взаимосвязаны между собой. Поэтому наряду с анализом воздействия отдельных факторов на коэффициент $\eta_{\text{в}}$ целесообразно рассматривать совокупность их влияния на него в зависимости от режима работы двигателя.

Степень сжатия. Если другие параметры остаются неизменными, то при больших значениях ε коэффициент $\eta_{\text{в}}$ будет выше. В действительности при увеличении ε меняются также и другие параметры (уменьшаются коэффициент и температура остаточных газов, усиливается подогрев заряда и др.). Кроме того, на величину $\eta_{\text{в}}$ влияет качество продувки камеры сгорания. Можно показать аналитически, что при полной продувке камеры с увеличением ε коэффициент $\eta_{\text{в}}$ уменьшается. В зависимости от того, какой из факторов оказывает большее влияние, $\eta_{\text{в}}$ с ростом ε может увеличиваться или уменьшаться. Экспериментальные исследования показывают, что степень сжатия не влияет заметно на $\eta_{\text{в}}$.

Давление в конце впуска. Давление p_a оказывает наибольшее влияние на коэффициент $\eta_{\text{в}}$. Из выражений (127) и (131) видно, что уменьшение давления Δp_a зависит от сопротивлений во впускной системе и пропорционально квадрату средней скорости движения заряда $w_{\text{вц}}$ в наименьшем сечении впускной системы. На величину Δp_a влияет также конструкция впускного тракта (расположение клапанов, наличие поворотов, местных сопротивлений и др.), качество обработки внутренней поверхности стенок впускной системы, положение дроссельной заслонки (у двигателей с внешним смесеобразованием) и скоростной режим.

На рис. 32 показана зависимость $\eta_{\text{в}}$ от $w_{\text{вц}}$ в сечении впускных клапанов при наибольшем их подъеме и работе четырехтактного

автомобильного двигателя на номинальном режиме. С увеличением скорости $w_{вп}$ коэффициент η_V уменьшается, что необходимо учитывать при конструировании впускной системы, когда имеется стремление повысить скорость движения заряда. В заштрихованной зоне ближе к верхней границе расположены значения η_V , характерные для дизелей, а к нижней — для карбюраторных двигателей.

Давление и температура на впуске. Некоторое влияние на величину η_V оказывает давление заряда на впуске. При повышении p_K , когда давление на выпуске не меняется, отношение p_a/p_K увеличивается, что приводит к росту η_V . В области значений p_K , применяемых в автотракторных четырехтактных двигателях (0,1—0,18 МПа), это увеличение составляет 1,5—3%.

Несколько больше давление p_K влияет на коэффициент наполнения в двухтактных двигателях. Для двигателя с клапанно-щелевой продувкой при $n = 1600$ об/мин при повышении p_K от 0,13

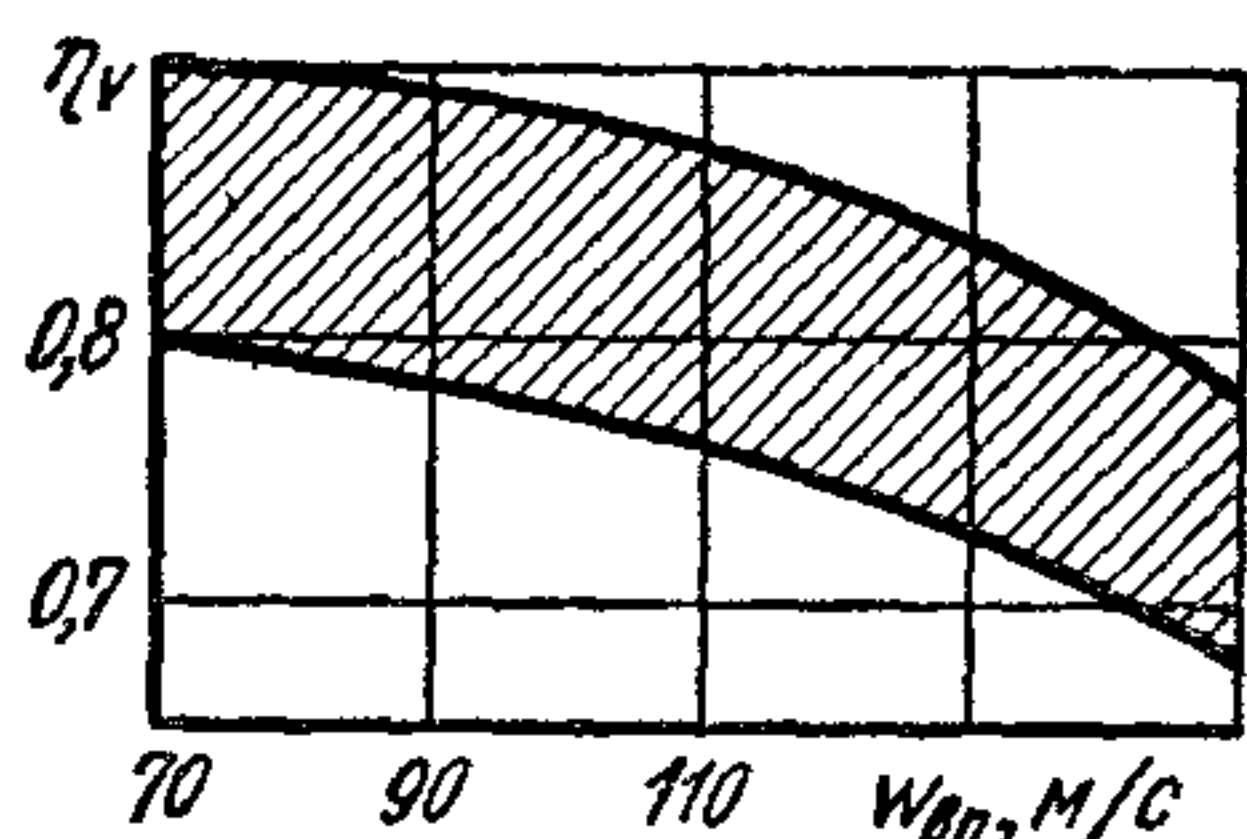


Рис 32 Зависимость коэффициента η_V от максимальной скорости $w_{вп}$

до 0,19 МПа отношение p_a/p_K увеличивается от 0,88 до 0,93. Увеличение η_V при росте p_K является следствием относительного уменьшения гидравлических потерь, а также некоторого понижения температуры ΔT из-за более интенсивного охлаждения теплопередающих поверхностей при продувке цилиндра.

С увеличением температуры T_K вследствие меньшей разности между температурами стенок и воздуха интенсивность теплообмена и величина ΔT уменьшаются, а η_V возрастает. В карбюраторных двигателях при высокой температуре T_K большее количество теплоты, вносимой воздухом, расходуется также на подогрев и испарение топлива и перегрев его паров.

Согласно экспериментальным данным, если известен коэффициент наполнения η_{V_1} при температуре T_{K_1} , то в случае ее изменения до T_{K_2} коэффициент η_{V_2} может быть определен по формуле

$$\frac{\eta_{V_1}}{\eta_{V_2}} = \sqrt{\frac{T_{K_1}}{T_{K_2}}}$$

Необходимо иметь в виду, что увеличение η_V при большей температуре T_K не приводит к росту массового заряда $G_{общ}$, так как плотность заряда при этом уменьшается.

Давление остаточных газов. Давление p_r влияет на η_V . Более высокое давление p_r при неизменной температуре T_r соответствует наличию в цилиндре большего количества остаточных газов. В этом случае при движении поршня от в. м. т. на расширение остаточных

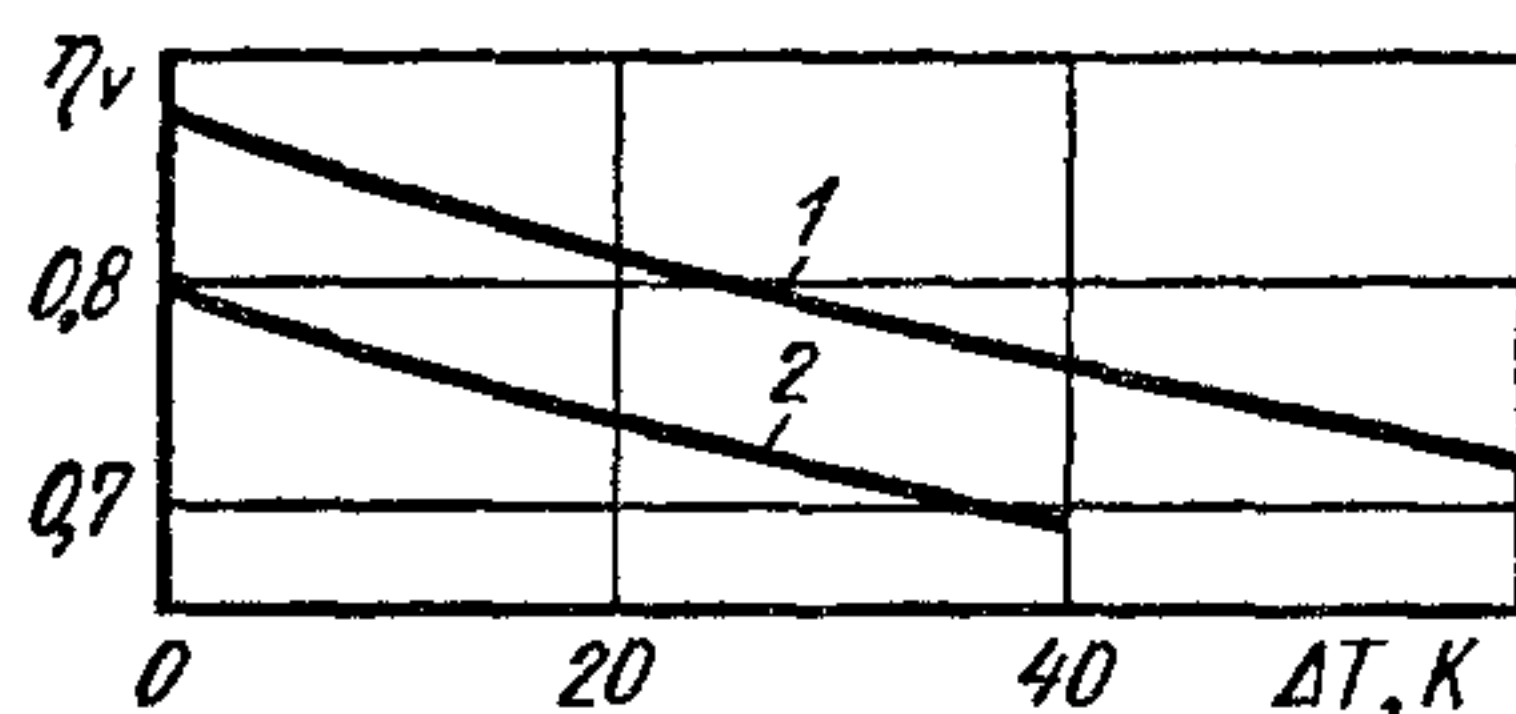
газов затрачивается большая часть хода поршня и выпуск начинается позже, вследствие чего коэффициент η_V уменьшается.

Давление p_r оказывает в ϵ раз меньшее влияние на η_V , чем давление конца впуска p_a , что видно из формул (157) и (159). Оно зависит от условий организации выпуска и сопротивления выпускного тракта. Как и в системе впуска, сопротивление выпускной системы пропорционально квадрату скорости истечения газа в наименьшем проходном сечении и, следовательно, пропорционально квадрату частоты вращения коленчатого вала двигателя. Учитывая меньшее влияние p_r на η_V в некоторых конструкциях двигателей несколько уменьшают проходные сечения выпускных клапанов и соответственно увеличивают проходные сечения впускных клапанов, повышая тем самым η_V .

Температура остаточных газов. Из уравнения (153) видно, что на коэффициент наполнения влияет произведение $\varphi \gamma_{ост} T_r$. При допущении равенства теплоемкостей остаточных газов и воздуха ($\varphi = 1$)

Рис 33. Зависимость коэффициента η_V от температуры Δt :

1 — дизель ($\epsilon = 17$, $p_r = 0,12$ МПа, $p_a = 0,088$ МПа), 2 — карбюраторный двигатель ($\epsilon = 7$, $p_r = 0,125$ МПа, $p_a = 0,085$ МПа)



можно считать, что T_r не влияет на η_V , так как поступающая смесь расширяется от нагревания настолько, насколько остаточные газы сжимаются вследствие отдачи теплоты поступающей смеси или воздуху.

Продувка. Коэффициент η_V можно повысить продувкой камеры сгорания. В двухтактных двигателях продувка является обязательной частью процесса газообмена. Качество очистки двухтактного двигателя от отработавших газов из-за малого времени, отводимого на процесс, в большой степени зависит от правильной организации продувки. В двухтактных двигателях с прямоточной продувкой качество очистки цилиндра наиболее высокое, и $\gamma_{ост}$ в них приближается к значениям, достигаемым в четырехтактных двигателях. Продувка в четырехтактных двигателях осуществляется в период перекрытия клапанов вблизи в. м. т. В двигателях, работающих с наддувом, где $p_k > p_r$ всегда производят продувку. При полной продувке камеры сгорания, если $\gamma_{ост} = 0$, относительное увеличение коэффициента наполнения

$$\bar{\eta}_V = (\eta_V)_{\gamma_{ост}=0} / \eta_V = 1 + 1 / [(\epsilon - 1) \eta_V].$$

Подогрев заряда. Влияние подогрева заряда на η_V в уравнениях (153) и других выражено через величину ΔT .

На рис. 33 приведена расчетная зависимость η_V от ΔT для четырехтактного карбюраторного двигателя и дизеля при $T_0 = 288$ К и $p_0 = 0,1$ МПа. Из рисунка видно, что подогрев заряда заметно влияет на η_V .

В двигателях с внешним смесеобразованием часть теплоты, вносимой с воздухом, расходуется на подогрев и испарение бензина. Однако чаще всего количество теплоты воздуха, которое используется для указанных целей, не может обеспечить полное испарение находящегося во впускном трубопроводе топлива. При низкой температуре окружающей среды возможно обледенение трубопровода. Поэтому при таком способе смесеобразования смесь дополнительно подогревают (газом или чаще водой из системы охлаждения) во впускных патрубках. Следует иметь в виду, что чрезмерный подогрев впускной системы, при котором к топливовоздушной смеси подводится больше теплоты, чем можно использовать для испарения топлива, приводит к неоправданному повышению величины ΔT и соответствующему снижению коэффициента η_v и массового заряда.

В дизеле топливо вводится и испаряется в конце сжатия, поэтому подогревать воздушный заряд при впуске нецелесообразно, так как увеличивается ΔT и соответственно уменьшается η_v . В дизеле всегда следует стремиться к уменьшению подогрева заряда при впуске. Размещение впускных и выпускных каналов в головке в диаметрально противоположных зонах, возможно большее охлаждение впускных каналов патрубков и их тепловая изоляция являются средствами, снижающими ΔT . Во время пуска дизеля при низкой температуре окружающей среды в некоторых случаях специально подогревают воздух на входе во впускную систему. Этим достигается более высокая температура заряда к концу процесса сжатия, необходимая для воспламенения топлива.

Наполнение двигателя при $n = \text{const}$ и изменении нагрузки. При уменьшении нагрузки карбюраторного двигателя и соответствующем перекрытии дроссельной заслонки гидравлические сопротивления возрастают, что приводит к изменению характера протекания процесса газообмена (см. рис. 27). Зависимость давления p_a от положения дроссельной заслонки показана на рис. 34. При большом прикрытии дроссельной заслонки коэффициент остаточных газов $\gamma_{\text{ост}}$ увеличивается. Подогрев заряда вследствие меньшей температуры поверхности при снижении нагрузки несколько уменьшается. Однако изменение ΔT в данном случае незначительно. В результате совместного действия этих факторов с уменьшением нагрузки коэффициент η_v также снижается.

У четырехтактных дизелей во впускной системе отсутствует устройство, изменяющее количество подаваемого в цилиндр воздуха. Вследствие этого при $n = \text{const}$ и изменении нагрузки гидравлические сопротивления во впускной системе не меняются. При увеличении нагрузки, что связано с подачей большего количества топлива, температура теплопередающей поверхности становится выше, подвод теплоты к свежему заряду и соответственно ΔT увеличиваются и, несмотря на то, что гидравлические сопротивления не меняются, давление p_a несколько возрастает. В результате подогрева количество поступающего воздуха с повышением нагрузки снижается. Коэффициент $\gamma_{\text{ост}}$ от нагрузки почти не меняется. Сов-

местное влияние всех факторов приводит к тому, что коэффициент наполнения в четырехтактном дизеле с возрастанием нагрузки уменьшается. На рис. 35 приведены зависимости η_v от нагрузки тракторного дизеля (кривая 1). Путем исключения подогрева заряда и полного удаления остаточных газов из цилиндров и устранения сопротивлений во впускной системе было определено уменьшение наполнения $\Delta\eta_v$ от подогрева заряда (кривая 2), сопротивлений (кривая 3) и наличия остаточных газов (кривая 4). С увеличением нагрузки η_v уменьшается только из-за подогрева заряда примерно на 4,5%.

Влияние изменения n на наполнение четырехтактных двигателей. При изменении частоты вращения и работе двигателя с полной

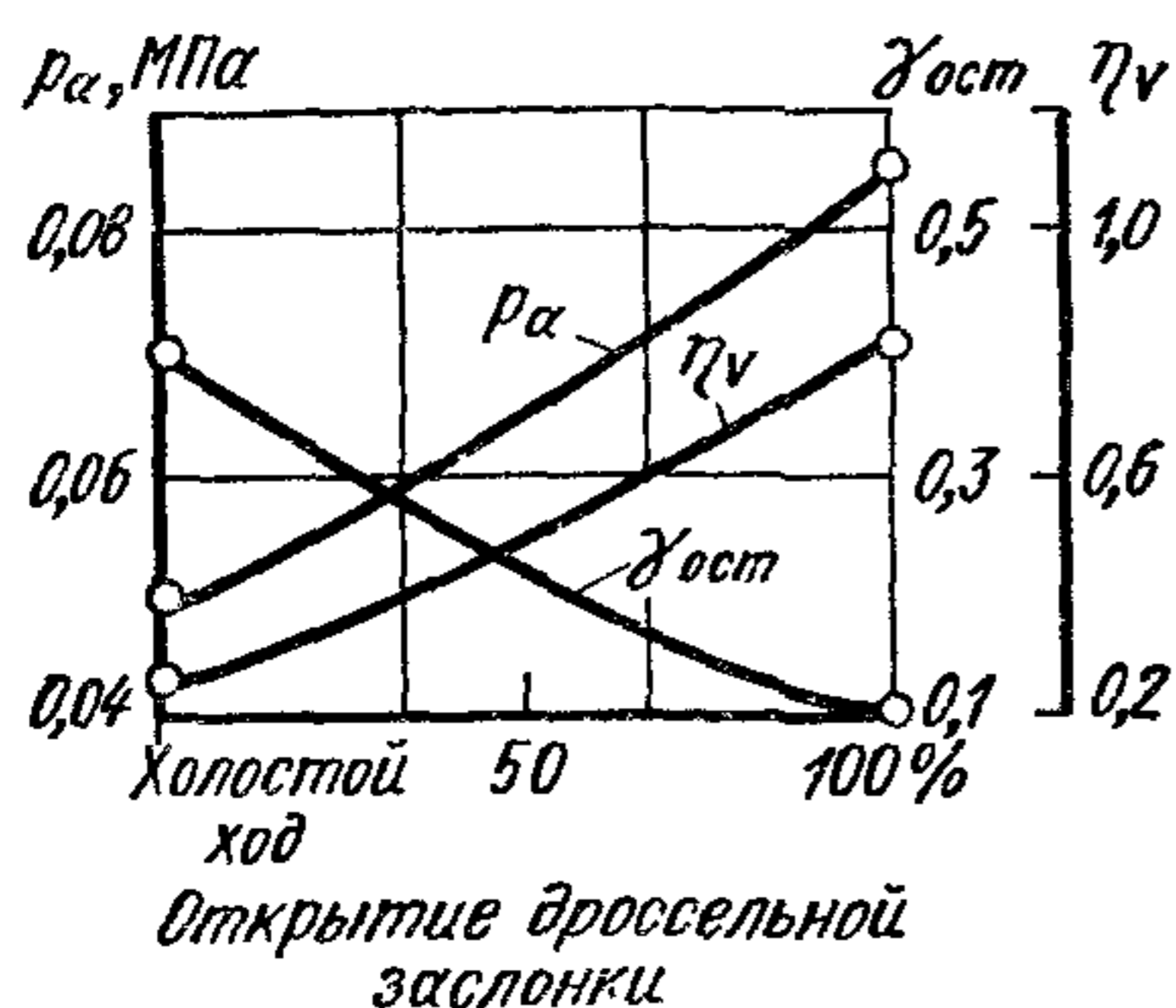


Рис. 34. Зависимость давления p_a и коэффициентов $\gamma_{ост}$ и η_v от нагрузки карбюраторного двигателя

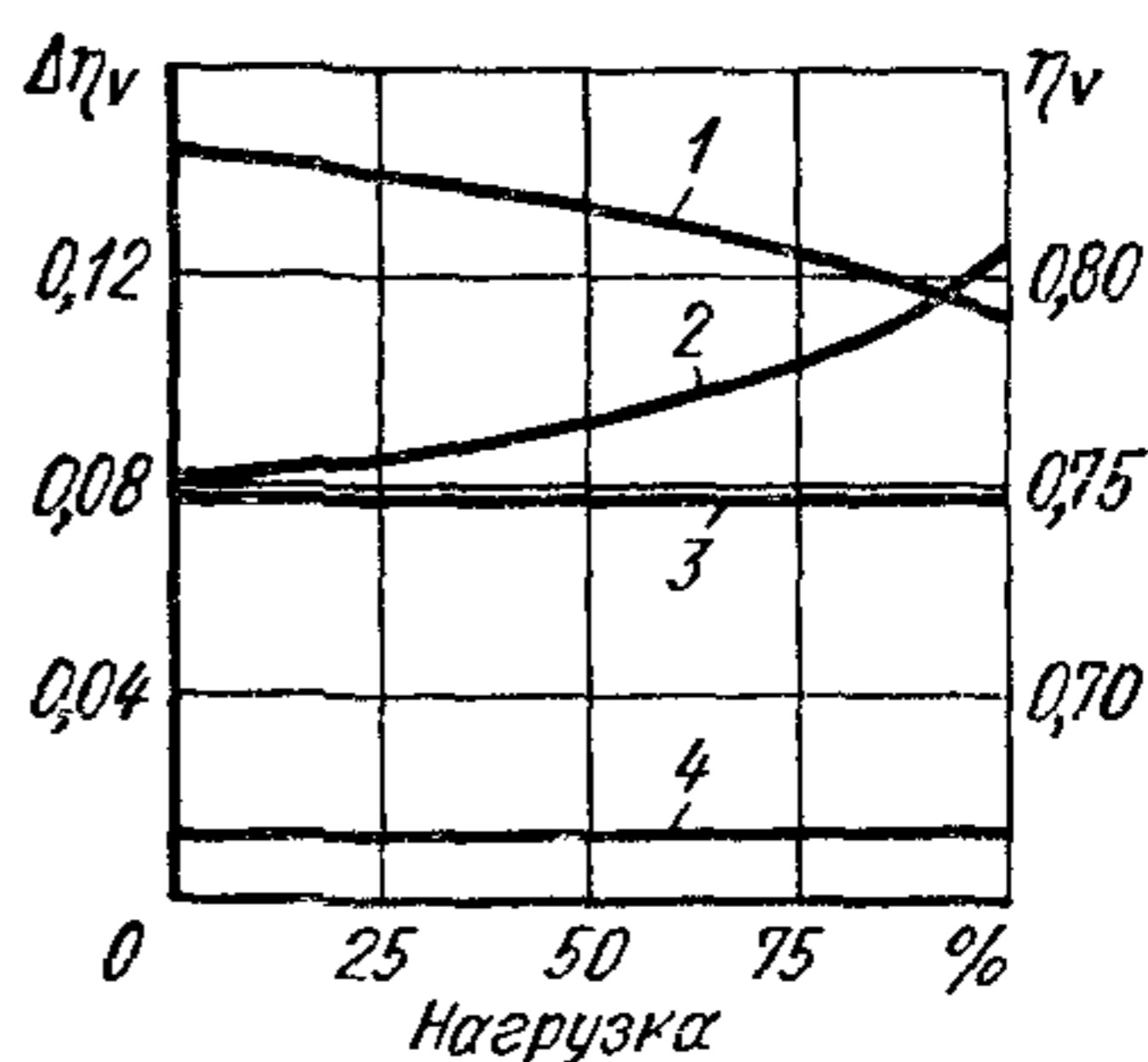


Рис. 35 Зависимость коэффициента наполнения η_v и потерь $\Delta\eta_v$ от нагрузки дизеля ($n = 1400$ об/мин)

нагрузкой (по внешней скоростной характеристике) на качество наполнения влияют сопротивление во впускной системе, подогрев заряда и наличие остаточных газов. Вместе с тем большее влияние оказывают фазы газораспределения и волновые явления, возникающие в системах впуска и выпуска.

На рис. 36 показано изменение отдельных факторов, влияющих на η_v в зависимости от скоростного режима двигателя. С увеличением частоты вращения сопротивление системы возрастает пропорционально ее квадрату, в результате чего Δp повышается, а давление p_a снижается. Температура подогрева заряда ΔT , несмотря на увеличение средней температуры теплопередающей поверхности, уменьшается из-за сокращения времени теплообмена. Коэффициент остаточных газов $\gamma_{ост}$ несколько увеличивается. В результате этого с увеличением частоты вращения, если не учитывать влияния фаз газораспределения и утечки заряда через неплотности в кольцах и предположить, что $\varphi_{оч} = \varphi_2 = 1$ коэффициент η_v будет снижаться.

Путем соответствующего выбора фаз впуска и выпуска удается получить соответствующие условиям эксплуатации зависимости

количества поступившего заряда G_z и коэффициента наполнения η_v от n (см. рис. 36). С увеличением частоты вращения η_v растет, а затем после достижения максимального значения уменьшается. Ранее было показано, что для обеспечения лучшей очистки, наполнения цилиндра и дозарядки четырехтактного двигателя полезно расширять фазы впуска и выпуска. Фазы выбирают экспериментально с учетом достижения наибольшего коэффициента η_v на тех скоростных режимах, на которых необходимо получить максимальный крутящий момент¹.

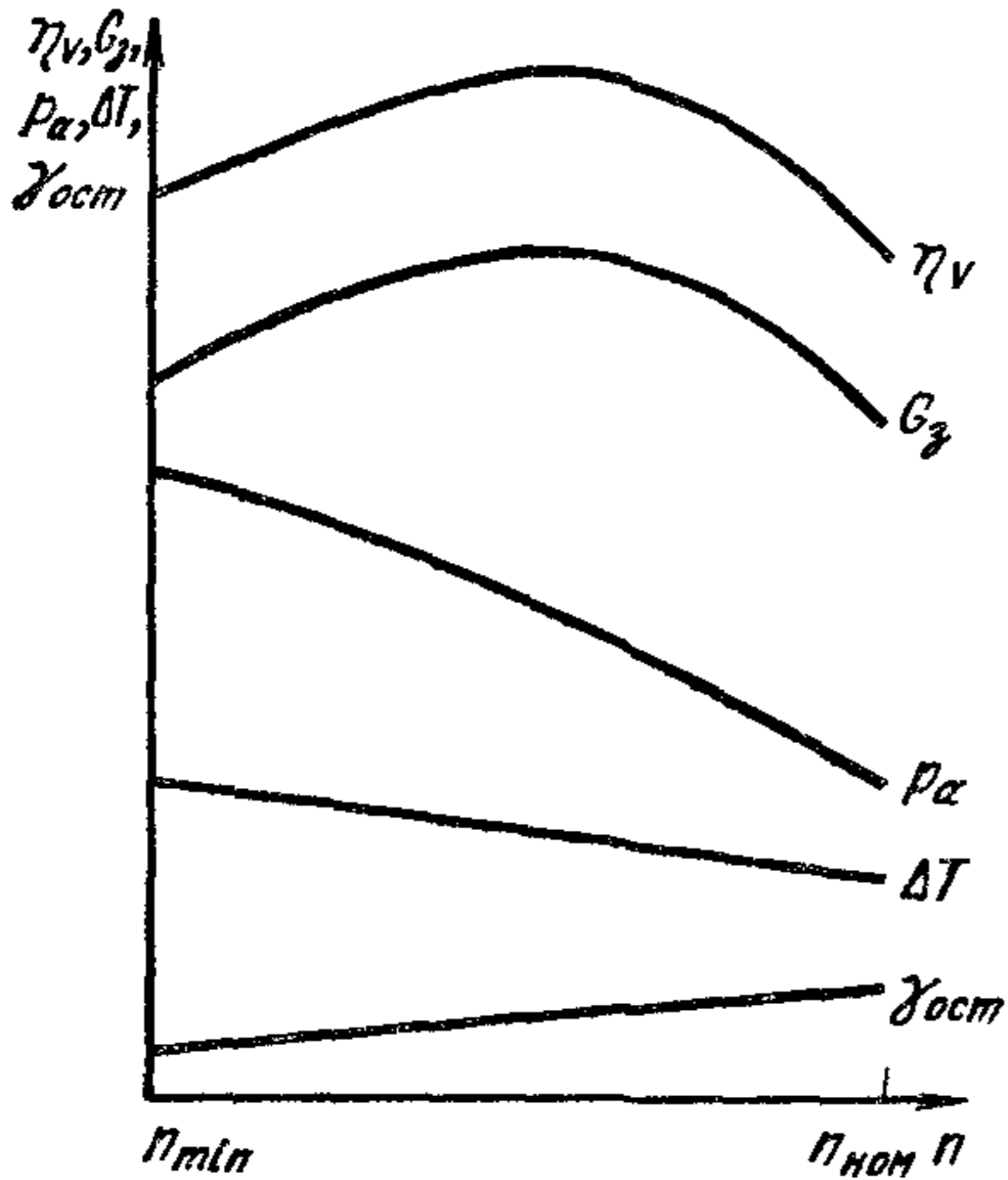


Рис. 36. Зависимость некоторых факторов, характеризующих процесс наполнения, от частоты вращения n при оптимальных фазах газораспределения

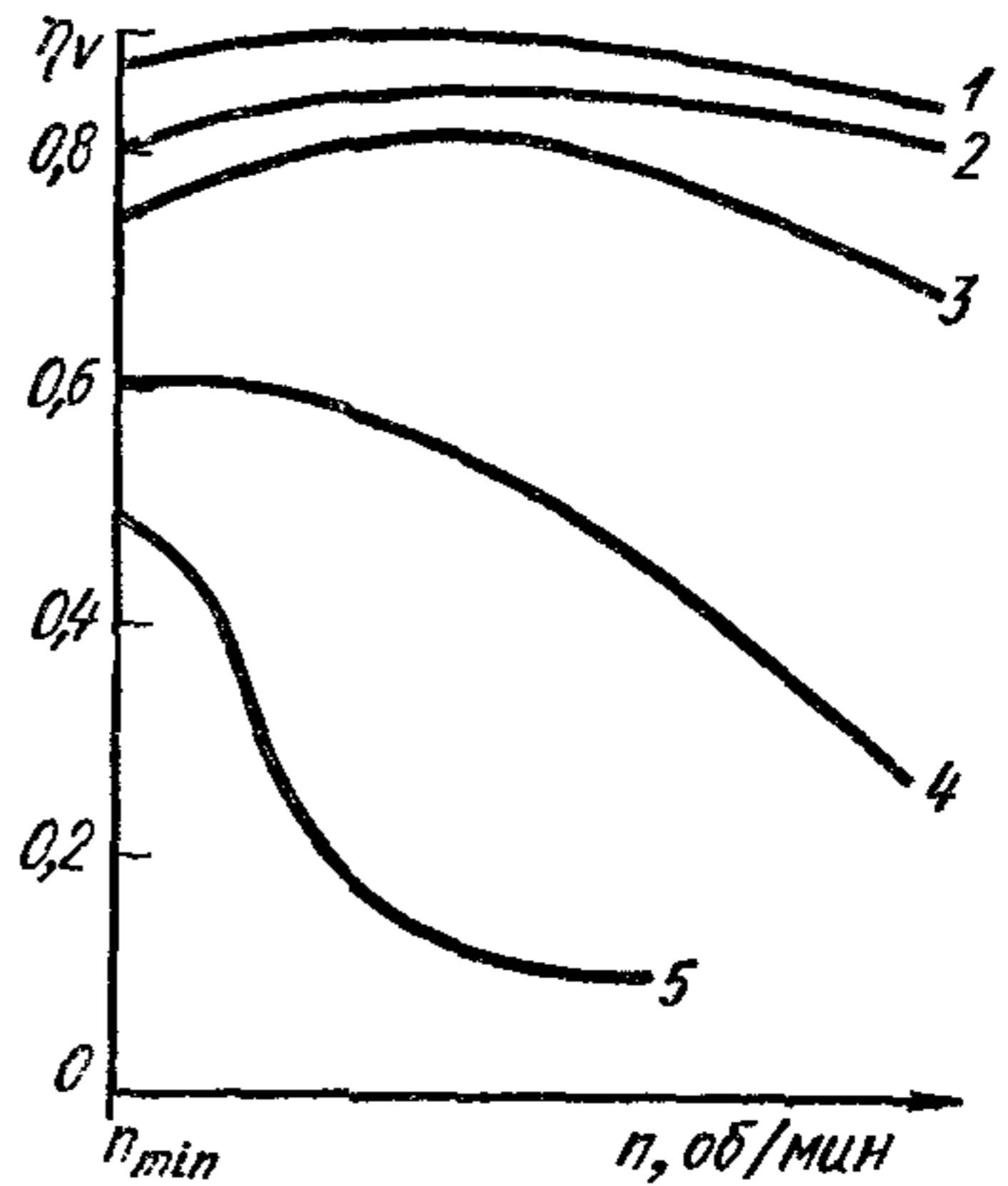


Рис. 37. Влияние скоростного режима двигателя на коэффициент η_v при разных нагрузках

При уменьшении частоты вращения по сравнению с ее значением, при котором η_v максимальный, η_v снижается из-за несоответствия выбранных фаз данному скоростному режиму и утечки заряда в конце впуска (при движении поршня от н. м. т. к в. м. т.) обратно во впускную систему. При повышении частоты вращения по сравнению с ее значением, соответствующим максимальному η_v , коэффициент η_v уменьшается в результате увеличения сопротивления на впуске и влияния других приведенных выше факторов.

На рис. 37 показаны кривые $\eta_v = f(n)$ для дизеля и карбюраторного двигателя. Кривая 3 характеризует изменение η_v в карбюраторном двигателе при полностью открытой дроссельной заслонке. При уменьшении нагрузки заслонку прикрывают, вследствие чего сопротивления в системе впуска возрастают, и с увеличением n коэффициент η_v снижается более резко (кривая 4). По мере прикрыв-

¹ Частота вращения, при которой с помощью фаз газораспределения достигается максимальная величина η_v , устанавливается в зависимости от назначения двигателя (для грузового или легкового автомобиля).

тия дроссельной заслонки разрежение в пространстве за ней увеличивается. С момента, когда отношение $p_{др}/p_k$ равно критическому, зависимость $\eta_v = f(n)$ становится гиперболической (кривая 5).

В дизеле при полной нагрузке коэффициент η_v несколько выше (кривая 2), чем у карбюраторного двигателя (кривая 3); кроме того, кривая 2 более пологая, чем кривая 3, что объясняется меньшими гидродинамическими потерями на впуске у дизеля. При работе на холостом ходу η_v у дизеля выше (кривая 1) из-за меньшего подогрева заряда (см. рис. 35).

В некотором диапазоне частот вращения коэффициент η_v можно повысить путем эффективного использования волновых явлений в выпускном и впускном трубопроводах (инерционный наддув)¹.

На рис. 38 показано изменение коэффициента η_v для некоторых карбюраторных двигателей и дизелей при работе их по внешней скоростной характеристике. При работе на номинальных режимах коэффициент η_v изменяется в пределах 0,75—0,85 у карбюраторных двигателей и 0,8—0,9 — у дизелей.

В табл. 10 приведены фазы газораспределения некоторых автомобильных двигателей.

¹ Существуют методы аналитического расчета η_v с учетом волновых явлений во впускной системе.

10. Фазы газораспределения автомобильных двигателей

Двигатели	$n_{ном}$, об/мин	Впускной клапан ¹		Выпускной клапан		Δφ клапана ² , °		Перекрытие клапанов, °
		Начало открытия до в м т	Полное закрытие после н м. т	Начало открытия до н м. т	Полное закрытие после в. м. т	впускного	выпускного	

Карбюраторные двигатели

ЗИЛ-120	2800	20°	69°	67°	22°	269	269	42
ЗИЛ-164	2800	12°30'	59°30'	44°30'	27°30'	252	252	40
ЗИЛ-130	3200	31°	83°	67°	47°	294	294	78

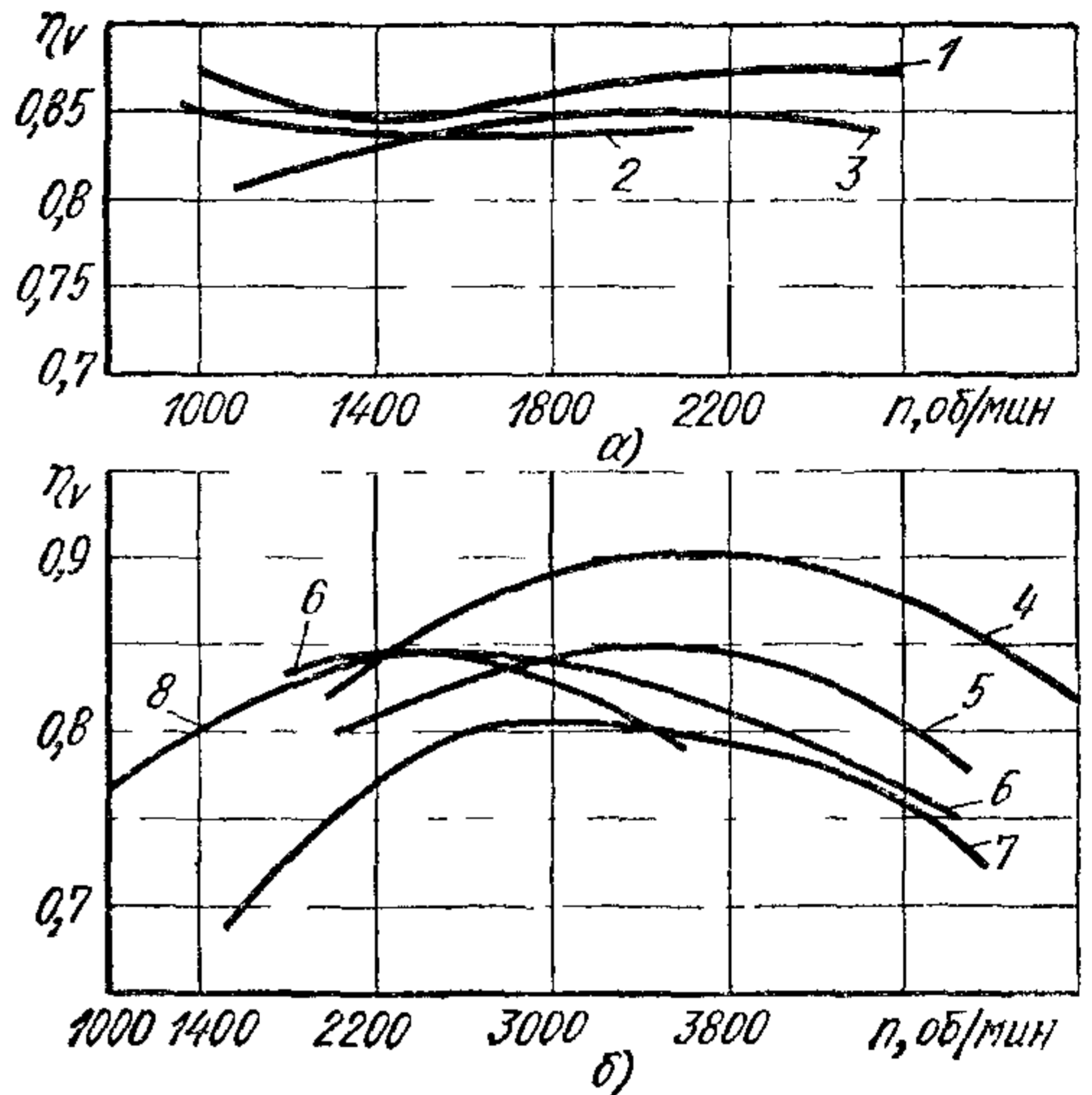


Рис. 38. Изменение коэффициента η_v при работе по внешней скоростной характеристике:

а — дизелей, б — карбюраторных двигателей; 1 — быстроходный дизель при $S/D = 1$, 2 — ЯМЗ-238, 3 — Даймлер-Бенц OM-403, 4 — АЗЛК-412, 5 — АЗЛК-408; 6 — ГАЗ-24; 7 — МемЗ-968А, 8 — ГАЗ-53

Двигатели	$n_{\text{НОМ}}$ об/мин	Впускной клапан ¹⁾		Выпускной клапан		Δφ клапана, ²⁾ °		Перекрытие клапанов, ³⁾ °
		Начало открытия до в. м. т	Полное закрытие после н. м. т	Начало открытия до н. м. т	Полное закрытие после в. м. т	впускного	выпускного	
ЗИЛ-375	3200	16°	71°	52°	35°	267	267	51
ГАЗ-51	2800	9°	51°	47°	13°	240	240	22
ГАЗ-21	4000	24°	64°	58°	30°	268	268	54
АЗЛК-408	4500	21°	55°	57°	19°	256	256	40
АЗЛК-412	5800	27°	65°	75°	18°	272	273	45
МеМЗ-966	4000	10°	46°	46°	10°	236	236	20
<i>Дизели</i>								
ЯМЗ-236	2100	20°	46°	66°	20°	246	266	40
ЯМЗ 238	2100	20°	46°	66°	20°	246	266	40
ЯМЗ-204	2000	46°*	46°	85°	54°**	92	139	—
ЯМЗ-206	2000	46°*	46°	85°	54°**	92	139	—

¹⁾ Для дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 продувочные окна.

²⁾ Δφ — продолжительность открытия.

* До н. м. т

** После н. м. т

§ 5. Организация движения свежего заряда

Для получения хорошего качества смесеобразования и высокой скорости сгорания к моменту начала воспламенения топлива и последующего его сгорания в камере сгорания заряд должен двигаться с необходимой скоростью. Для указанной цели в период впуска создается направленное движение заряда. Исследования показывают, что после поступления смеси в цилиндр скорость ее движения резко уменьшается. Организованное в процессе впуска направленное движение смеси сохраняется затем и в процессе сжатия, когда скорость ее вследствие применения дополнительных конструктивных мероприятий (вытеснители, камеры в поршне, разделенные камеры) возрастает.

В современных четырехтактных двигателях впускной канал имеет соответствующую конфигурацию, обуславливающую направленное движение заряда (рис. 39). Некоторые формы впускных каналов четырехтактных карбюраторных двигателей и дизелей показаны на рис. 40 и 41. В двухтактных двигателях направленное движение смеси в цилиндре обеспечивается формой и направлением продувочных окон.

С помощью безынерционной аппаратуры, например электротермоанемометра, при соответствующем размещении датчика прибора в камере сгорания можно измерить скорости движения заряда в ней

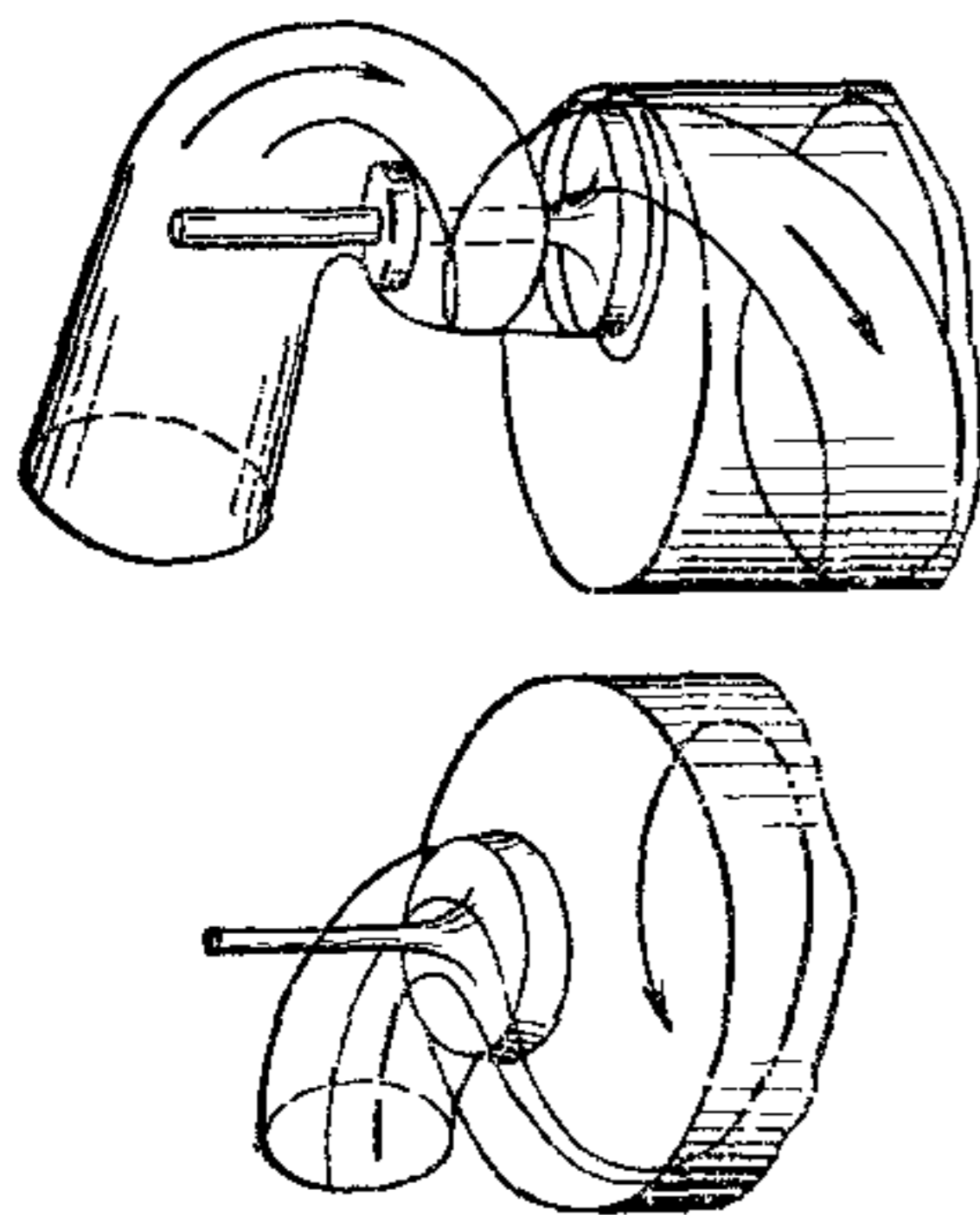


Рис. 39. Направление движения заряда в цилиндре дизеля в процессе впуска

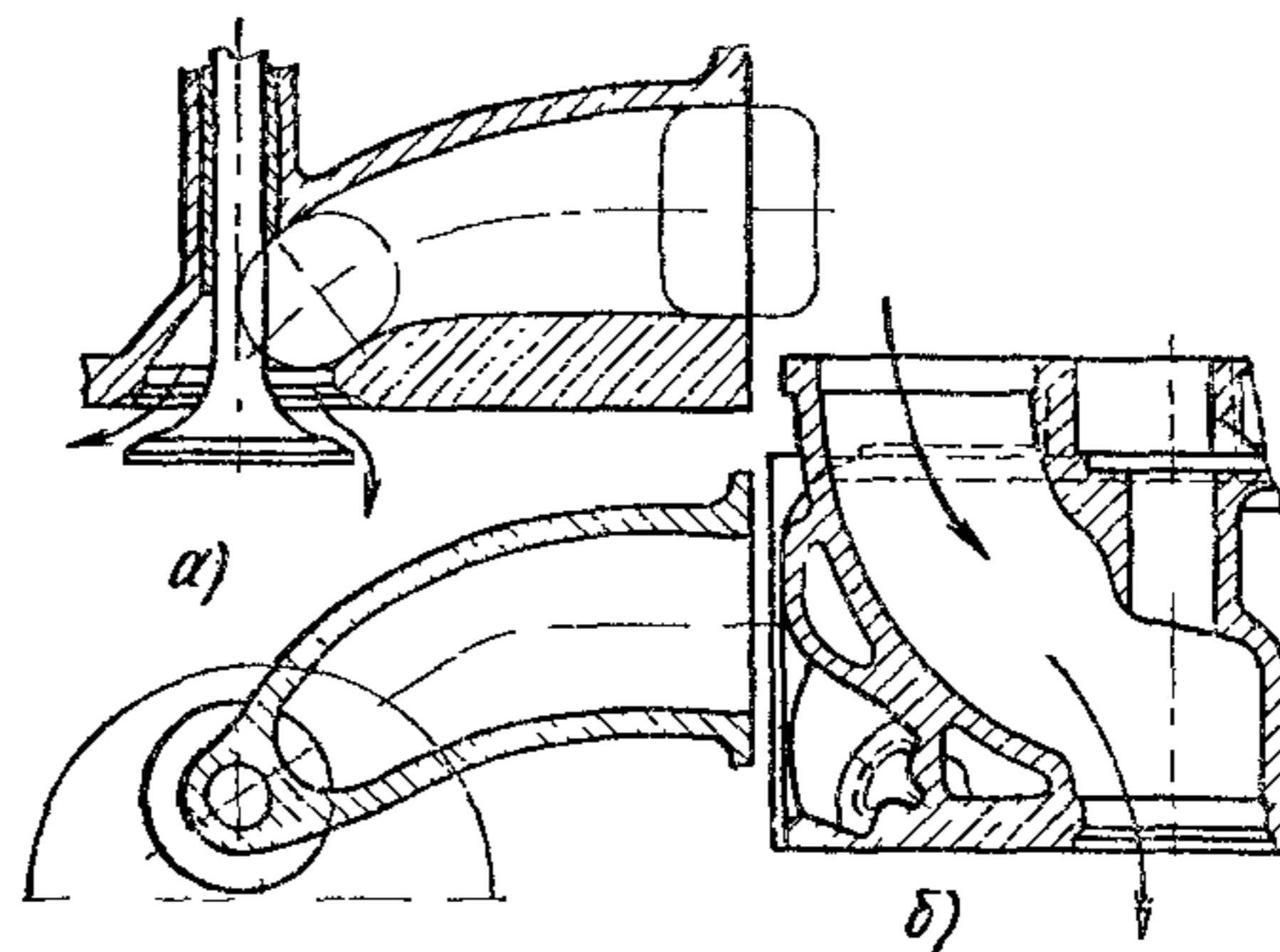


Рис. 41. Формы впускных каналов в головке блока быстроходных дизелей с камерами сгорания:
а — в поршне; б — вихревой

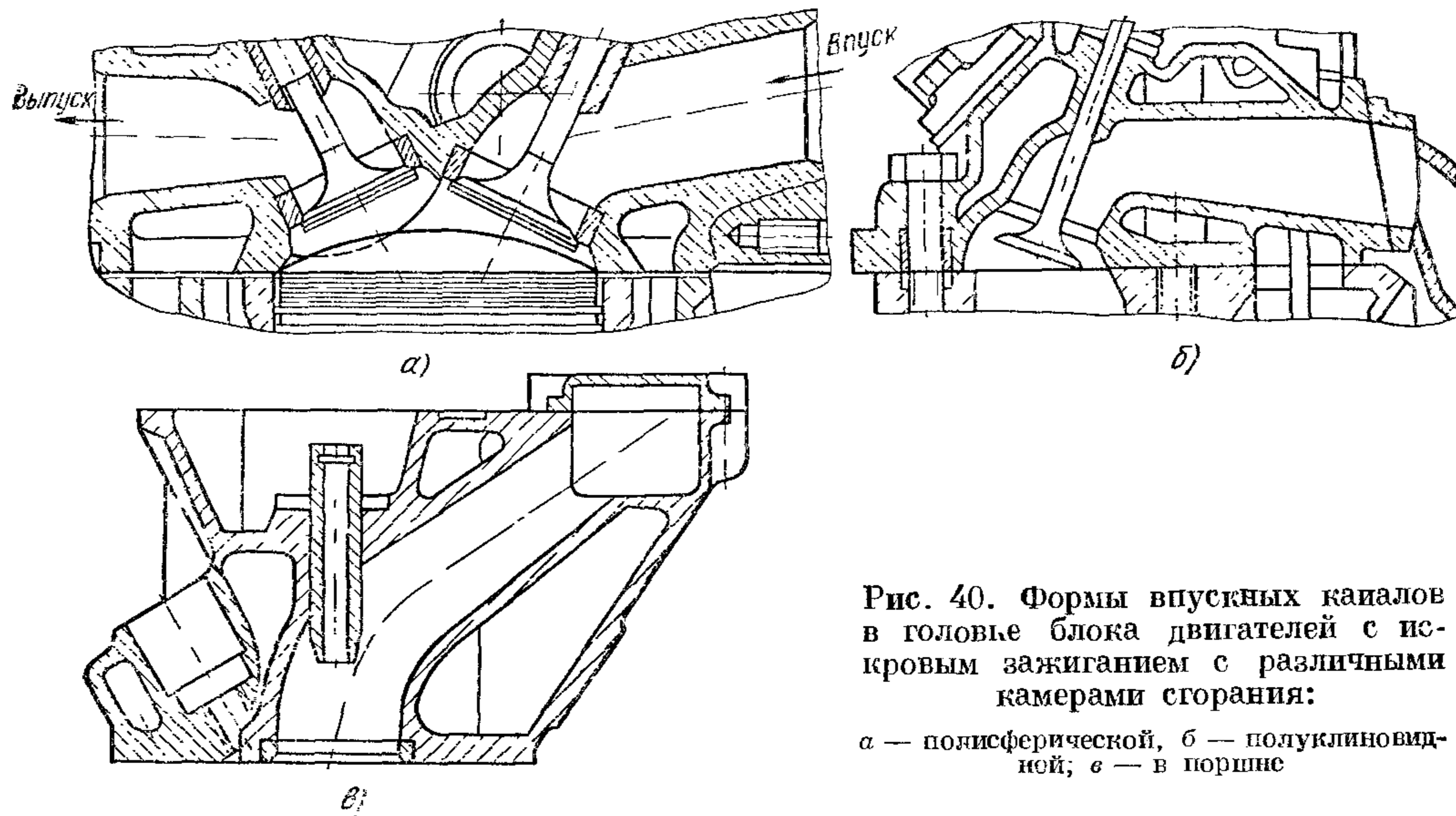


Рис. 40. Формы впускных каналов в головке блока двигателей с искровым зажиганием с различными камерами сгорания:

а — полисферической, б — полуклиновидной, в — в поршне

в зависимости от угла φ . На рис. 42 приведены данные измерения скорости $w_{ц}$ движения смеси в процессе впуска в цилиндре двигателя с искровым зажиганием. Наибольшая скорость соответствует углу $\varphi = 70^\circ$ от в. м. т. К концу процесса впуска скорость снижается, но полного затухания движения заряда не происходит.

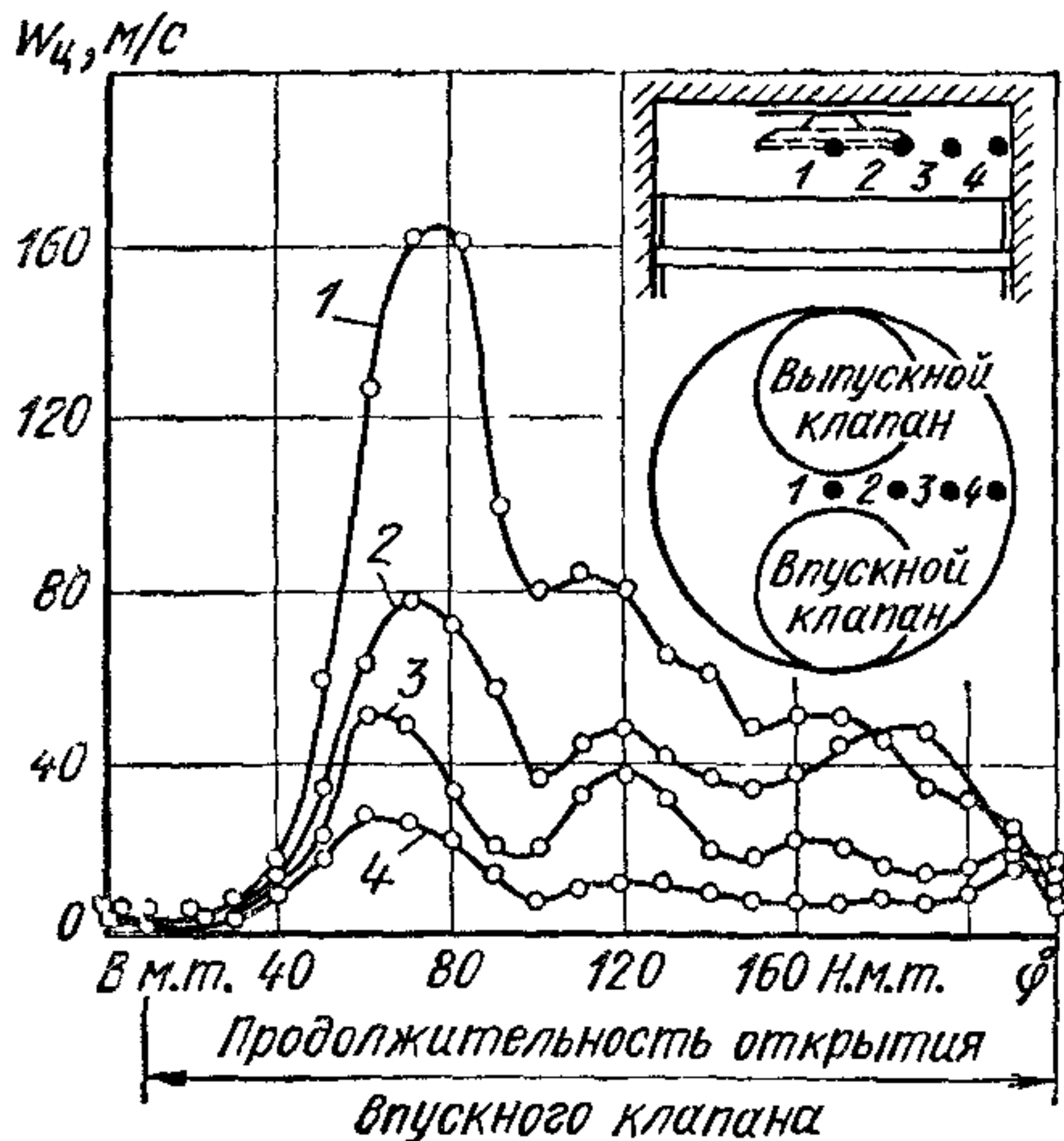


Рис. 42. Изменение скорости $w_{ц}$ в процессе впуска в зависимости от угла φ для двигателя с искровым зажиганием ($n = 900$ об/мин):

1—4 зоны в цилиндре, где производились измерения, и соответствующие им кривые

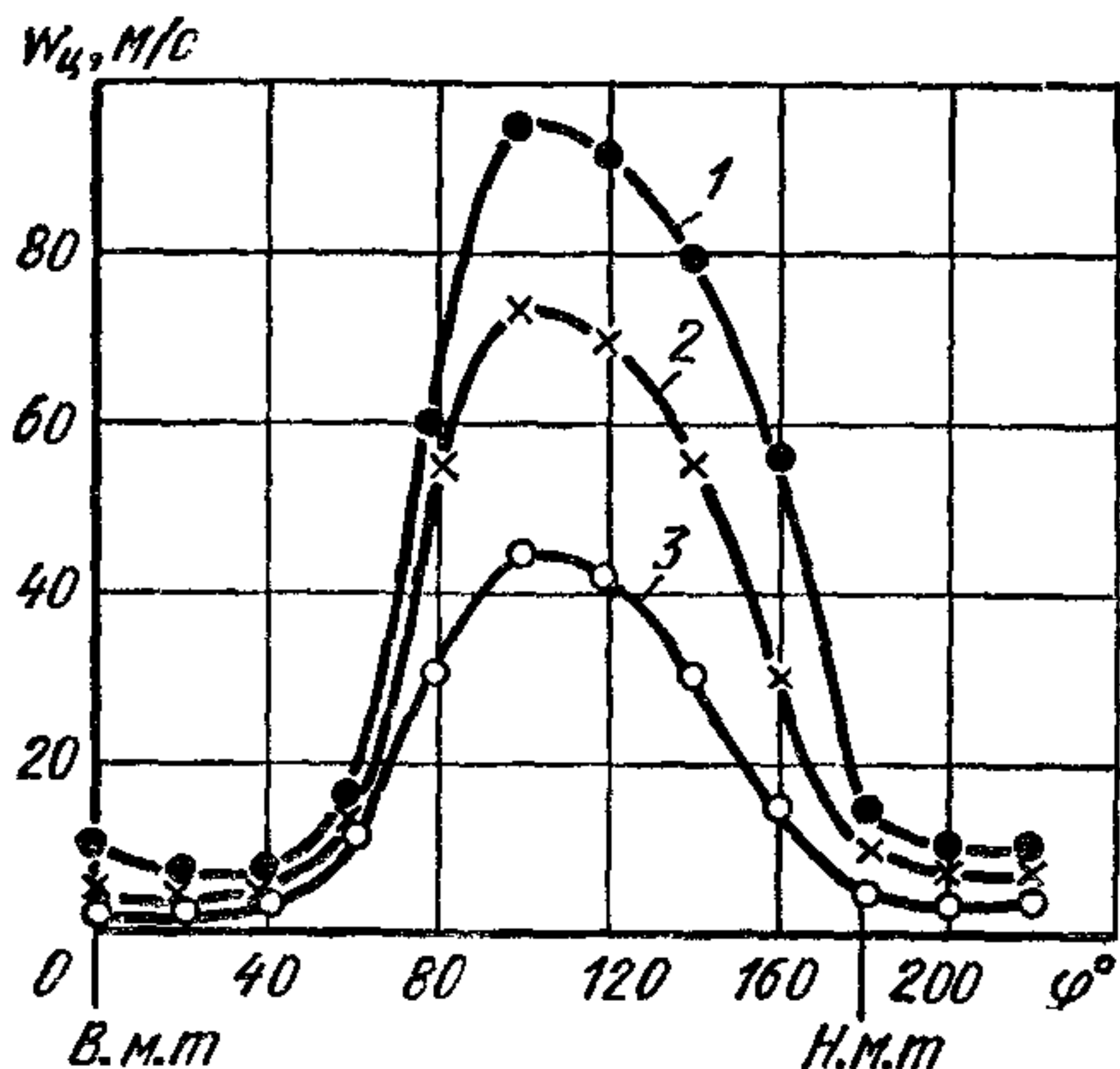


Рис. 43. Изменение скорости $w_{ц}$ в процессе впуска в цилиндре дизеля с камерой в поршне в зависимости от угла φ :

1 — $n = 2100$ об/мин, 2 — $n = 1700$ об/мин, 3 — $n = 900$ об/мин

На рис. 43 приведены результаты измерения скорости движения воздуха в процессе впуска в цилиндре дизеля ЯМЗ. Измерения проводились при различной частоте вращения. Наибольшая скорость зарегистрирована при $\varphi = 100^\circ$ от в. м. т. В головке дизеля размещен тангенциальный впускной канал, который обеспечивает к концу процесса впуска образование тангенциально направленного движения заряда, подчиняющегося закону вращения твердого тела. В момент закрытия впускного клапана в зависимости от частоты вращения $w_{ц} = 4 \div 10$ м/с.

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ**§ 1. Общие сведения**

В процессе сжатия повышаются температура и давление смеси. Значения этих параметров в конце процесса зависят главным образом от термодинамических параметров среды в начале сжатия, степени сжатия ϵ и характера теплообмена. Более высокой степени сжатия и термодинамическим параметрам конца процесса сжатия соответствуют большие степени расширения и лучшее теплоиспользование.

Сжатие рабочей смеси создает благоприятные условия для протекания процесса сгорания вследствие повышения к моменту воспламенения смеси ее температуры и давления и сосредоточения смеси в небольшом компактном объеме. В зависимости от типа смесеобразования и способа воспламенения требования к степени сжатия и значениям конечных параметров различны.

В двигателях с искровым зажиганием, работающих на жидком топливе, при сжатии продолжают испарение топлива и перемешивание его паров с воздухом. Пределы значений температуры и давления конца сжатия лимитируются условиями возникновения детонации. При наличии в камере сгорания чрезмерно перегретых деталей или отложений нагара может возникнуть преждевременное воспламенение смеси.

В дизелях процесс смесеобразования происходит в камере сгорания при положении поршня вблизи в. м. т. и большей частью одновременно с горением топлива. Требования к процессу сжатия в данном случае обусловлены необходимостью получения к моменту впрыска топлива достаточно высокой температуры, обеспечивающей воспламенение части испарившегося топлива без постороннего источника зажигания. Это условие должно выполняться при всех возможных эксплуатационных режимах и в случае использования топлив с различным фракционным составом (многотопливные дизели).

В начальный период процесса сжатия температура смеси (воздуха) ниже температуры поверхностей, ограничивающих внутрицилиндровый объем, поэтому температура заряда повышается как в результате сжатия, так и вследствие подвода теплоты от стенок. В некоторый момент средние температуры заряда и стенок становятся одинаковыми и при дальнейшем движении поршня вплоть до конца процесса сжатия теплота отводится от заряда в стенки.

Примерный характер протекания процесса сжатия показан на рис. 44, а и б. В момент закрытия впускных органов давление и температура заряда равны $p_{a'}$ и $T_{a'}$. При адиабатном сжатии ($k = 1,41 = \text{const}$) давление и температура конца сжатия были бы p_{c_k} и T_{c_k} . Среднее значение температуры теплопередающих поверхностей $T_{ст.ср}$ показано на графике штриховой линией. Вследствие разности $T_{ст.ср} - T$ в начальный период сжатия процесс протекает

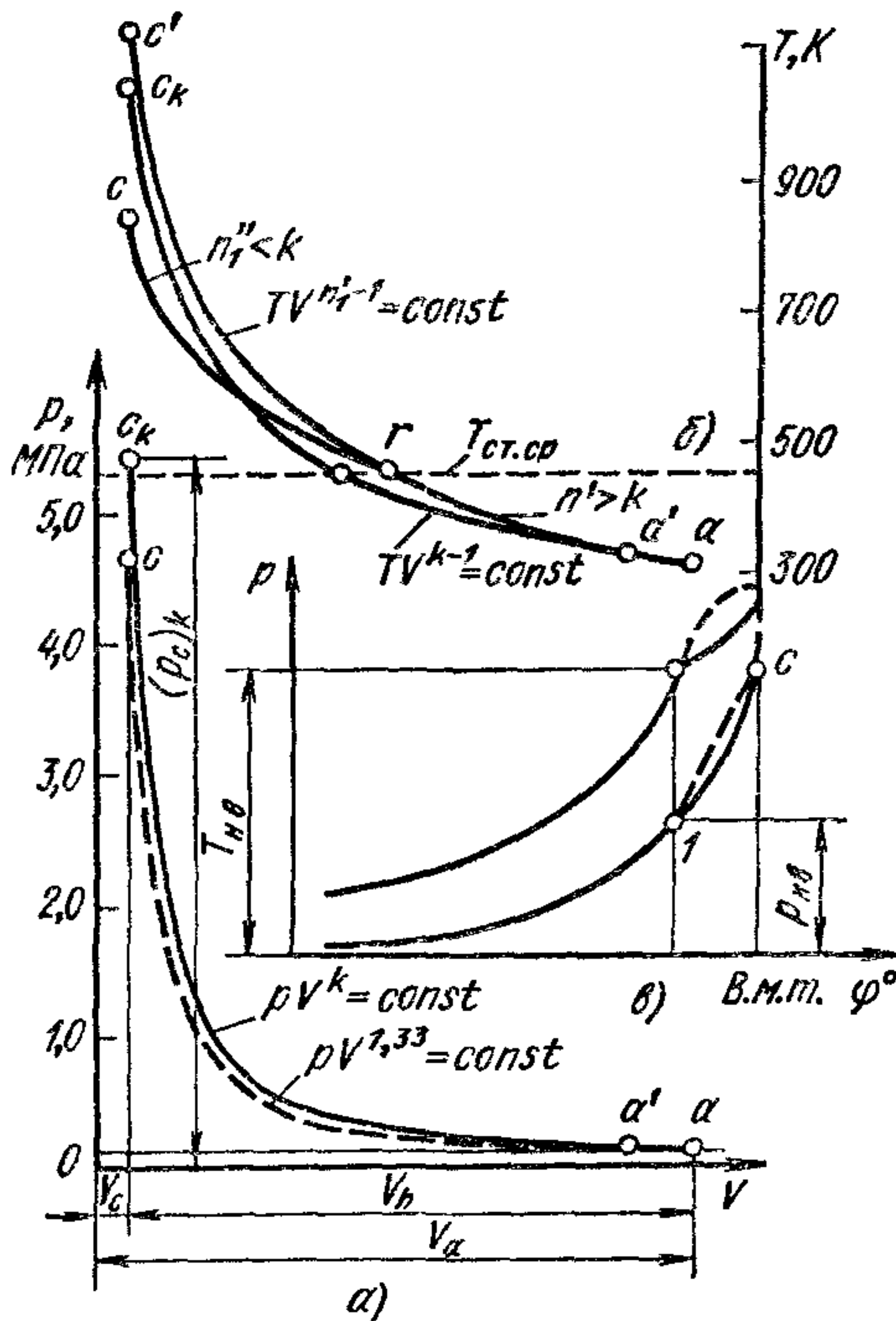


Рис. 44. Характеристика процесса сжатия (при $T_a = 320$ К, $p = 0,1$ МПа; $n_1' = 1,5$; $n_1'' = 1,28$; $n_1 = 1,33$; $T_{ст.ср} = 460$ К)

часть полученной зарядом от стенок теплоты затрачивается на испарение бензина. Теплоемкость смеси выше, чем в дизеле, из-за наличия в ней паров бензина и несколько большего количества остаточных газов. В результате осредненное значение показателя адиабаты для такой смеси в том же интервале температур получается ниже, чем для дизелей.

Из-за меньшей степени сжатия в двигателе с искровым зажиганием температура и давление в конце процесса сжатия ниже, чем в дизеле, что влияет на характер теплообмена во второй стадии процесса, когда $n'' < k$.

В дизеле с момента начала впрыска топлива (точка 1) вследствие затраты теплоты на его испарение в период задержки воспламенения при одновременном сжатии заряда давление и температура

по политропе с переменным показателем $n' > k$. От точки r (где $T = T_{ст.ср}$) сжатие происходит с переменным показателем $n_1'' < k$. На теплообмен во втором периоде влияет увеличивающаяся при сжатии разность $T - T_{ст.ср}$ и одновременно уменьшение площади теплопередающей поверхности. В результате температура T_c и давление p_c в конце сжатия будут отличаться от значений, соответствующих адиабатному процессу сжатия.

На рис. 44, а приведена кривая (штриховая) изменения давления с показателем политропы $n = 1,33$, при котором давление и температура конца процесса примерно такие же, как и для случая с переменным показателем.

Рассмотренные условия протекания процесса сжатия характерны для поршневых двигателей всех типов. В двигателе с искровым зажиганием в начальной стадии процесса

повышаются в меньшей степени, чем при сжатии без впрыска топлива. На рис. 44, в показан характер изменения параметров конца сжатия при отсутствии (штриховые линии) и наличии (сплошные) впрыска и начала сгорания топлива в дизеле.

Независимо от типа двигателя процесс сгорания, при котором начинается резкое увеличение температуры и давления, происходит за несколько градусов до в. м. т. (см. главу VI), что учитывается при построении индикаторной диаграммы соответствующим скруглением этого участка на основании экспериментальных данных по аналогичным двигателям.

§ 2. Определение параметров в конце сжатия

Аналитически определить параметры в конце сжатия с учетом переменного показателя политропы затруднительно. Принято температуру и давление в конце сжатия подсчитывать по среднему, постоянному для всего процесса, значению показателя политропы. Принимая, что начало сжатия совпадает с н. м. т., получаем

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (162)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (163)$$

На рис. 45 приведены значения p_c и T_c , подсчитанные по формулам (162) и (163) для трех значений n_1 при $p_a = 0,09$ МПа и $T_a = 323$ К. Как видно, при изменении показателя n_1 в указанных пределах существенно меняются значения p_c и T_c .

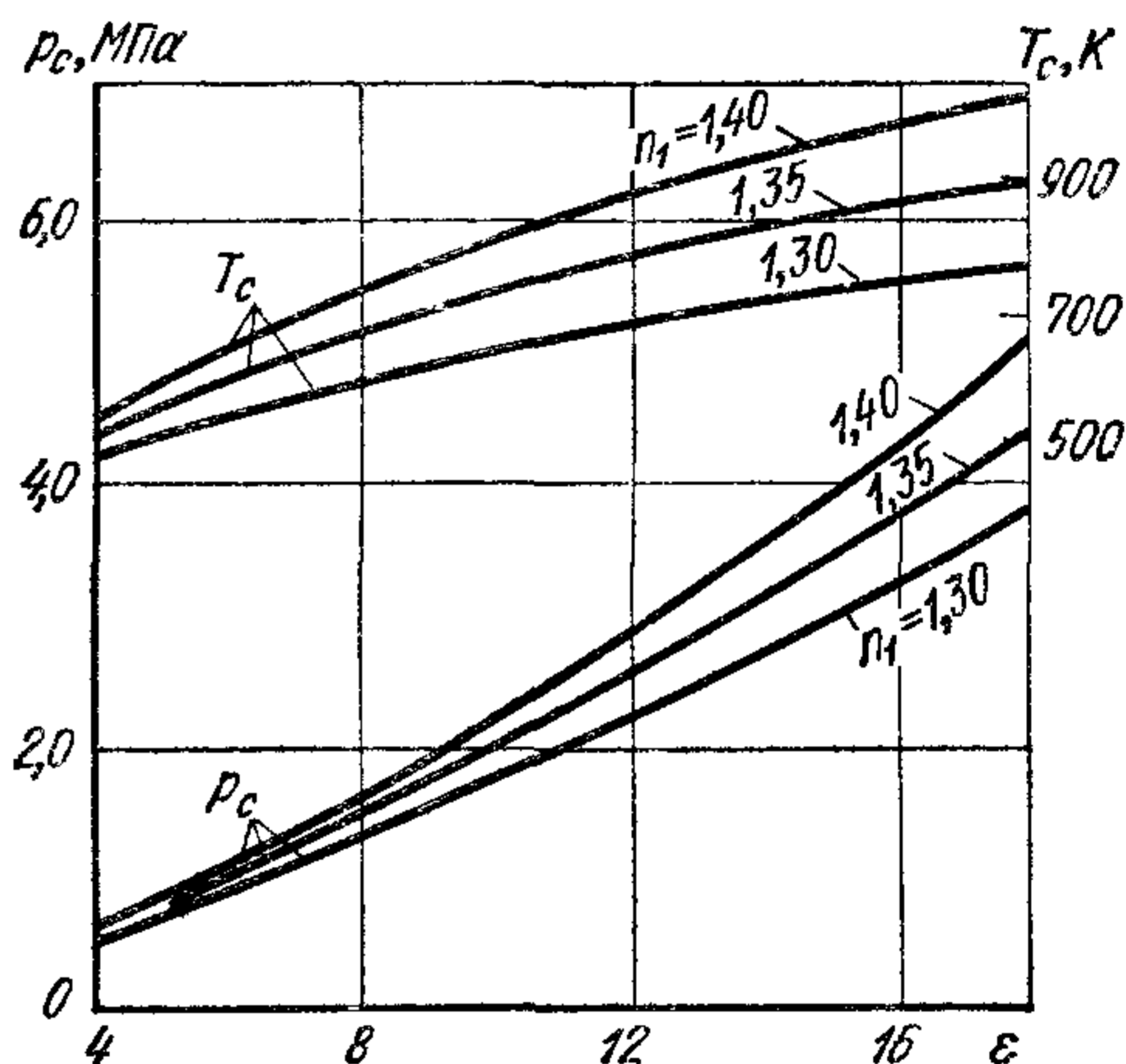


Рис. 45. Зависимости давления p_c и температуры T_c от ε при различных значениях n_1

Вследствие этого значения n_1 следует выбирать, основываясь на имеющихся экспериментальных данных по двигателям, сходным с рассчитываемым по размерам цилиндров, быстроходности и конструктивным параметрам.

Указанный характер теплообмена и его кратковременность приводят к тому, что суммарная величина теплообмена в быстроходных двигателях (особенно с искровым зажиганием) незначительна, она составляет примерно 1,0—1,5% теплоты, вносимой с топливом. Поэтому при отсутствии точных данных о величине n_1 , ее можно определять по среднему показателю адиабаты по формулам

$$k_{\text{ср}} = 1 + \frac{8314}{\mu c_v T_a} \quad (164)$$

или

$$k_{\text{ср}} = 1 + \frac{\lg \frac{T_c}{T_a}}{\lg \varepsilon}, \quad (165)$$

где $\mu_{c, T_a}^{T_c}$ — средняя молярная теплоемкость смеси, участвующей в процессе сжатия (см. табл. 6), кДж/(кмоль·°С); T_c — температура в конце адиабатного сжатия, К.

Это допустимо, так как в большинстве случаев $n_1 = k_{\text{ср}}^{+0,02}_{-0,04}$.

§ 3. Влияние различных факторов на процесс сжатия

Условия теплообмена в процессе сжатия определяются:

1) разностью между температурами смеси и теплопередающими поверхностями;

2) относительной площадью теплопередающей поверхности, т. е. отношением площади теплопередающей поверхности $F_{\text{пов}}$ к рабочему объему цилиндра V_h ;

3) количеством смеси, находящейся в цилиндре в процессе сжатия;

4) временем, в течение которого происходит теплообмен;

5) коэффициентом теплоотдачи от газов к поверхностям, зависящим от скорости движения смеси;

6) количеством бензина, испаряющегося в процессе сжатия (в бензиновых двигателях).

Конечные параметры конца сжатия зависят также от начальных значений p_a и T_a и от утечек смеси через неплотности в поршневых кольцах.

При низкой температуре теплопередающих поверхностей (например, при пуске двигателя после длительной стоянки в холодном помещении или на улице в зимнее время) теплота от заряда отводится в охлаждающую среду особенно интенсивно. При пуске холодного двигателя, когда частота вращения коленчатого вала мала и кольца недостаточно плотно прилегают к зеркалу цилиндра, а время, в течение которого происходит сжатие, сравнительно велико, возникают заметные утечки заряда через неплотности в кольцах. В этом случае средний показатель политропы n_1 будет низкий, что приводит к понижению p_c и T_c .

На показатель n_1 влияет система охлаждения. При воздушном охлаждении температура теплопередающей поверхности гильзы и головки блока цилиндров во время работы двигателя выше, вследствие чего теплоты от заряда отводится меньше и n_1 имеет более высокие значения. В случае жидкостного охлаждения интенсивность теплообмена в основном зависит от температуры охлаждающей жидкости. При низкой температуре охлаждающей жидкости и соответственно теплопередающих поверхностей теплота от заряда отводится интенсивнее и n_1 будет ниже.

Применение алюминиевых поршней и головок блока цилиндра увеличивает отвод теплоты и n_1 имеет более низкие значения из-за

повышенной теплопроводности алюминия по сравнению с чугуном. Для уменьшения отвода теплоты и получения более высоких значений n_1 необходимо, чтобы отношение $F_{\text{пов}}/V_h$ было по возможности меньше. Его значение зависит от рабочего объема V_h (при большом V_h отношение $F_{\text{пов}}/V_h = \text{const}/D$ уменьшается), отношения S/D , формы и типа камеры сгорания (наименьшая относительная теплопередающая поверхность будет у сферической камеры, наибольшая — у разделенной камеры сгорания). С увеличением степени сжатия ϵ относительная площадь теплопередающей поверхности уменьшается, а температура сжимаемой смеси повышается.

В результате суммарного влияния всех факторов на процесс теплообмена показатель политропы не зависит от ϵ или незначительно увеличивается с ее ростом.

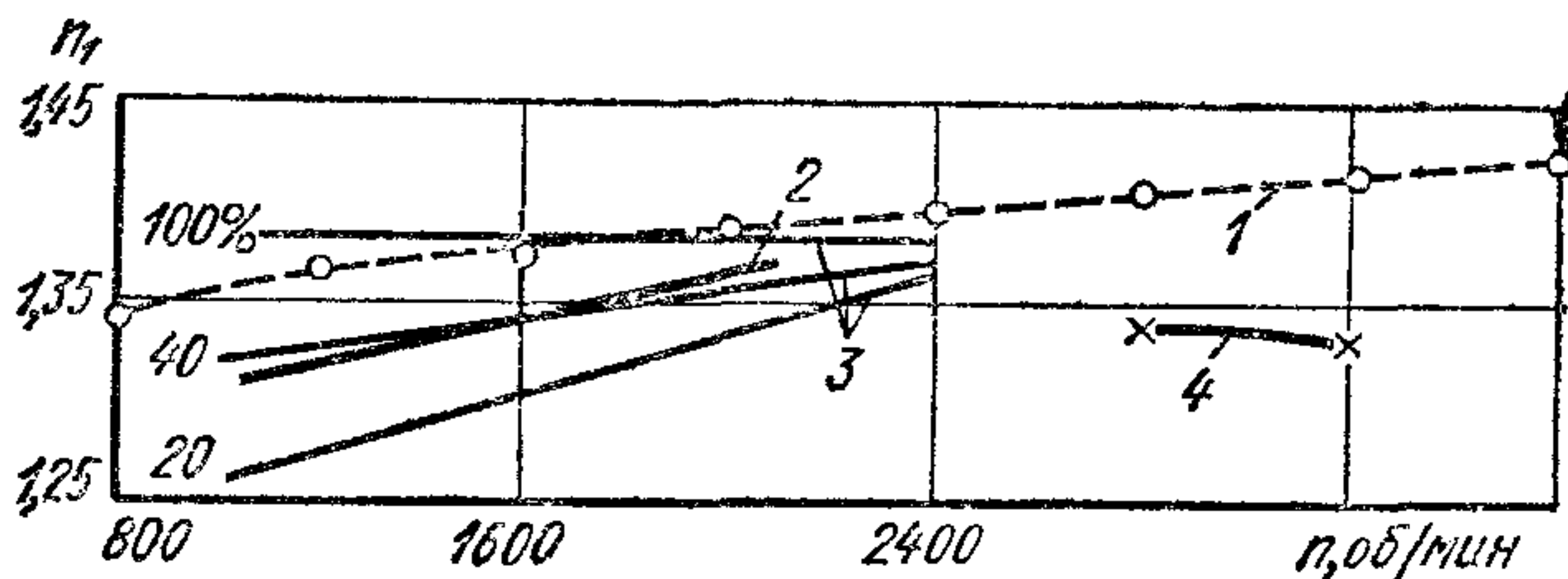


Рис. 46. Зависимость среднего показателя политропы сжатия n_1 от частоты вращения:

1 — быстроходный короткоходный дизель; 2 — дизель ЯМЗ-238; 3 — карбюраторный двигатель при различных открытиях дроссельной заслонки; 4 — ЗИЛ-130

Большое влияние на теплообмен оказывает количество поступившего в цилиндр заряда G_3 . При большом отношении $G_3/F_{\text{пов}}$ относительные тепловые потери уменьшаются и показатель политропы увеличивается. В двигателях с искровым зажиганием и количественным регулированием наименьшее отношение $G_3/F_{\text{пов}}$ наблюдается при работе на холостом ходу. По мере возрастания нагрузки (большее открытие дроссельной заслонки) отношение $G_3/F_{\text{пов}}$ увеличивается, в результате относительные тепловые потери снижаются и n_1 повышается. Этому способствует также рост температуры теплопередающих поверхностей.

В дизелях, где применяется качественное регулирование, с увеличением нагрузки отношение $G_3/F_{\text{пов}}$ несколько уменьшается из-за некоторого снижения количества поступающего заряда. Одновременно при возрастании нагрузки повышается температура некоторых (неохлаждаемых или малоохлаждаемых) теплопередающих поверхностей (днище поршня, головка выпускного клапана). В результате этого характер теплообмена в дизеле с увеличением нагрузки почти не изменяется и n_1 практически остается постоянным или незначительно повышается.

Существенное влияние на теплообмен в процессе сжатия оказывает наддув. При увеличении давления наддува p_K отношение $G_3/F_{\text{пов}}$

растет и соответственно снижаются относительные тепловые потери. В результате этого с увеличением наддува n_1 возрастает.

На показатель политропы и параметры конца сжатия в значительной степени влияет изменение скоростного режима двигателя. При увеличении частоты вращения сокращается время теплообмена смеси с теплопередающими поверхностями. Одновременно в связи с повышением температур поверхностей интенсивность теплообмена при $T > T_{ст. ср}$ уменьшается. В результате этого с ростом частоты вращения показатель политропы сжатия в большинстве случаев повышается.

На рис. 46 приведены зависимости среднего показателя политропы сжатия от частоты вращения. У карбюраторного двигателя зависимость $n_1 = f(n)$ выявляется лишь при работе на частичных нагрузках. При полном открытии дроссельной заслонки показатель n_1 не меняется, что свидетельствует о сложном характере теплообмена у двигателя данного типа при уменьшении n . Данные по исследованию дизелей показывают, что n_1 увеличивается с ростом частоты вращения.

§ 4. Движение смеси в процессе сжатия

Для эффективного протекания процесса сгорания необходимо, чтобы к концу сжатия в камере сгорания имелось организованное движение смеси. Скорость и направление движения смеси зависят от системы впуска, частоты вращения коленчатого вала и типа камеры сгорания.

Во всех камерах сгорания движение смеси, организованное при впуске, в той или иной мере сохраняется и при сжатии. Однако этого иногда недостаточно для эффективного развития процесса сгорания. Дополнительным источником интенсификации движения смеси в неразделенных и полуразделенных камерах является вытеснитель. Вблизи в. м. т., когда зазор между вытеснителем и плоскостью головки становится небольшим, смесь из объема над вытеснителем втекает в камеру сгорания с большой скоростью. Скорость движения заряда достигает максимума примерно за 10° до в. м. т. При положении поршня в в. м. т. скорость имеет конечное значение. В двигателях с разделенной камерой сгорания (см. рис. 97) необходимая скорость движения смеси достигается при ее перетекании в процессе сжатия из основной камеры сгорания во вспомогательную.

На рис. 47 показано изменение преимущественно тангенциальной скорости движения смеси в процессе сжатия в зависимости от угла φ в плоской камере сгорания карбюраторного двигателя, не имеющей вытеснителя. При ε , равной 6 и 12, и $n = 900$ об/мин смесь вблизи в. м. т. движется со скоростью примерно 3 м/с. Опыты показали наличие пульсаций скорости.

В дизеле с полуразделенной камерой сгорания при организованном движении смеси в процессе впуска направление ее движения при сжатии не изменяется. Скорость движения повышается при

приближении поршня к в. м. т. в результате вытеснения смеси из объема над вытеснителем. При $n = 2100$ об/мин скорость у кромки камеры вблизи в. м. т. $w_{\text{ц}} = 15 \div 20$ м/с (рис. 48). Измерения, проведенные на различных радиусах камеры сгорания показали (рис. 48, б), что к ее центру скорость снижается и тангенциальная составляющая равна нулю, что характерно для вращения твердого тела.

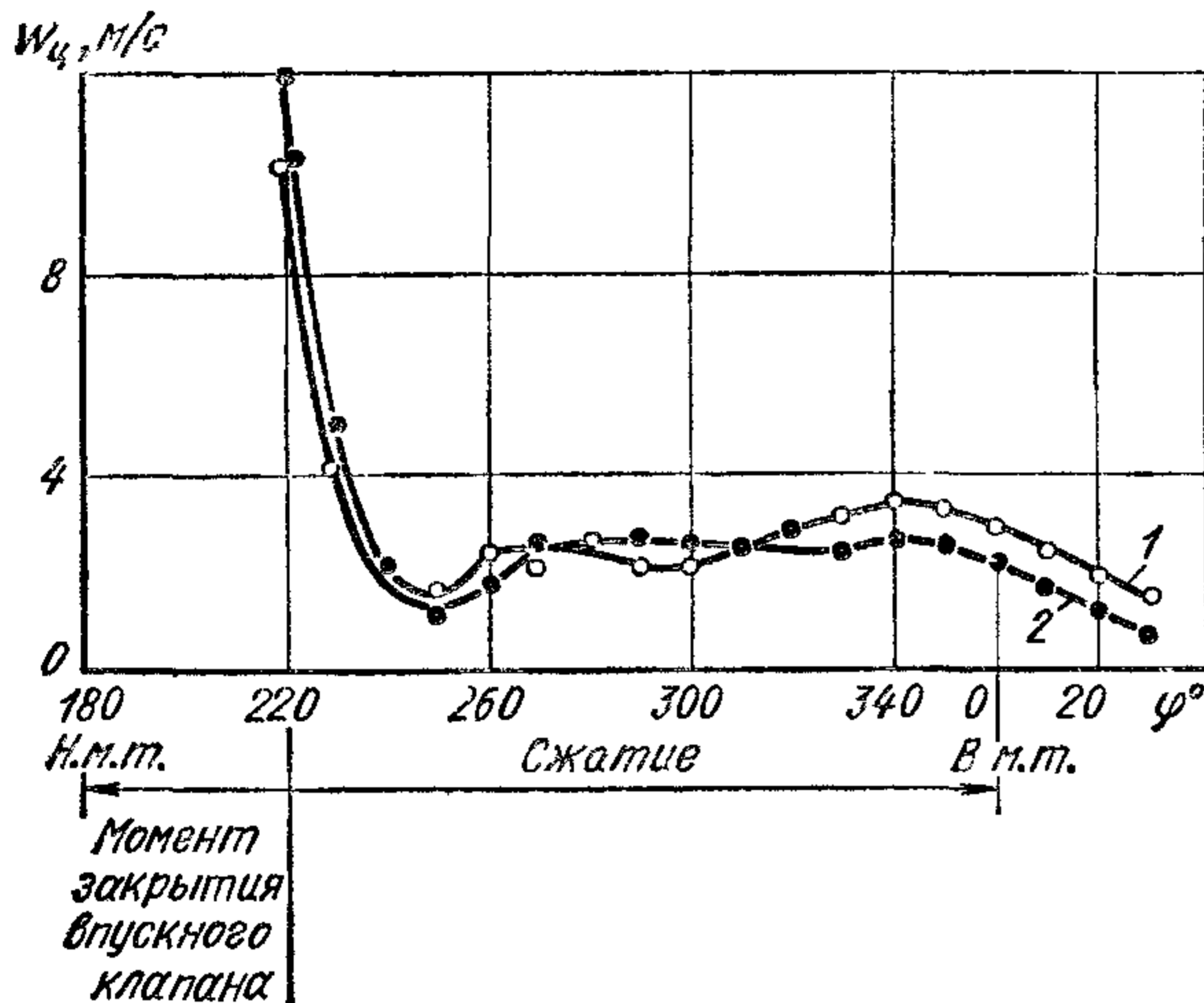
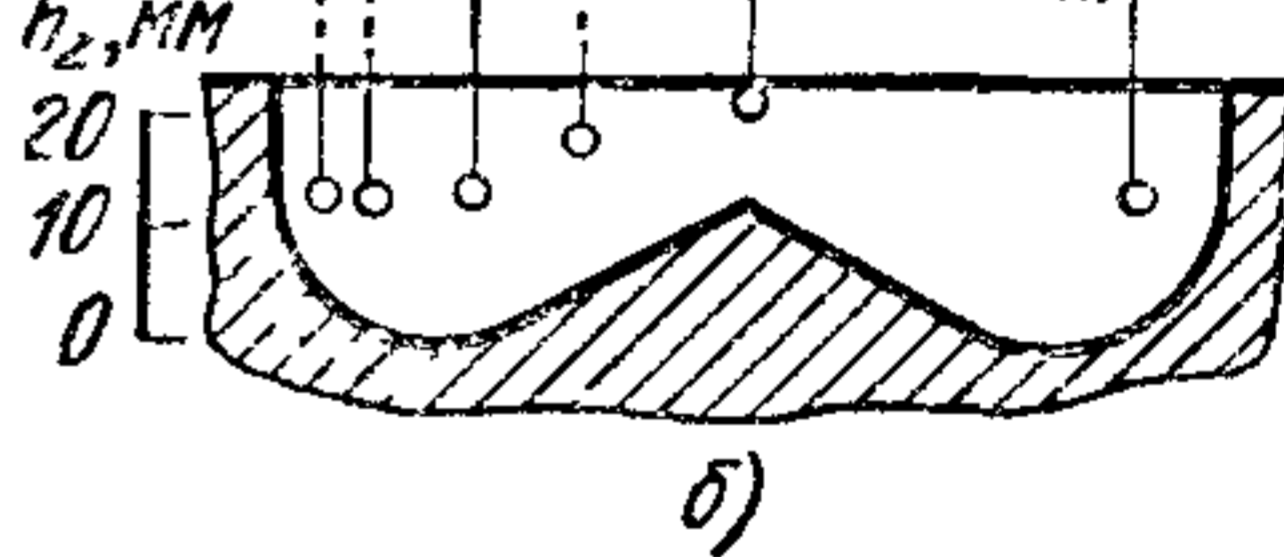
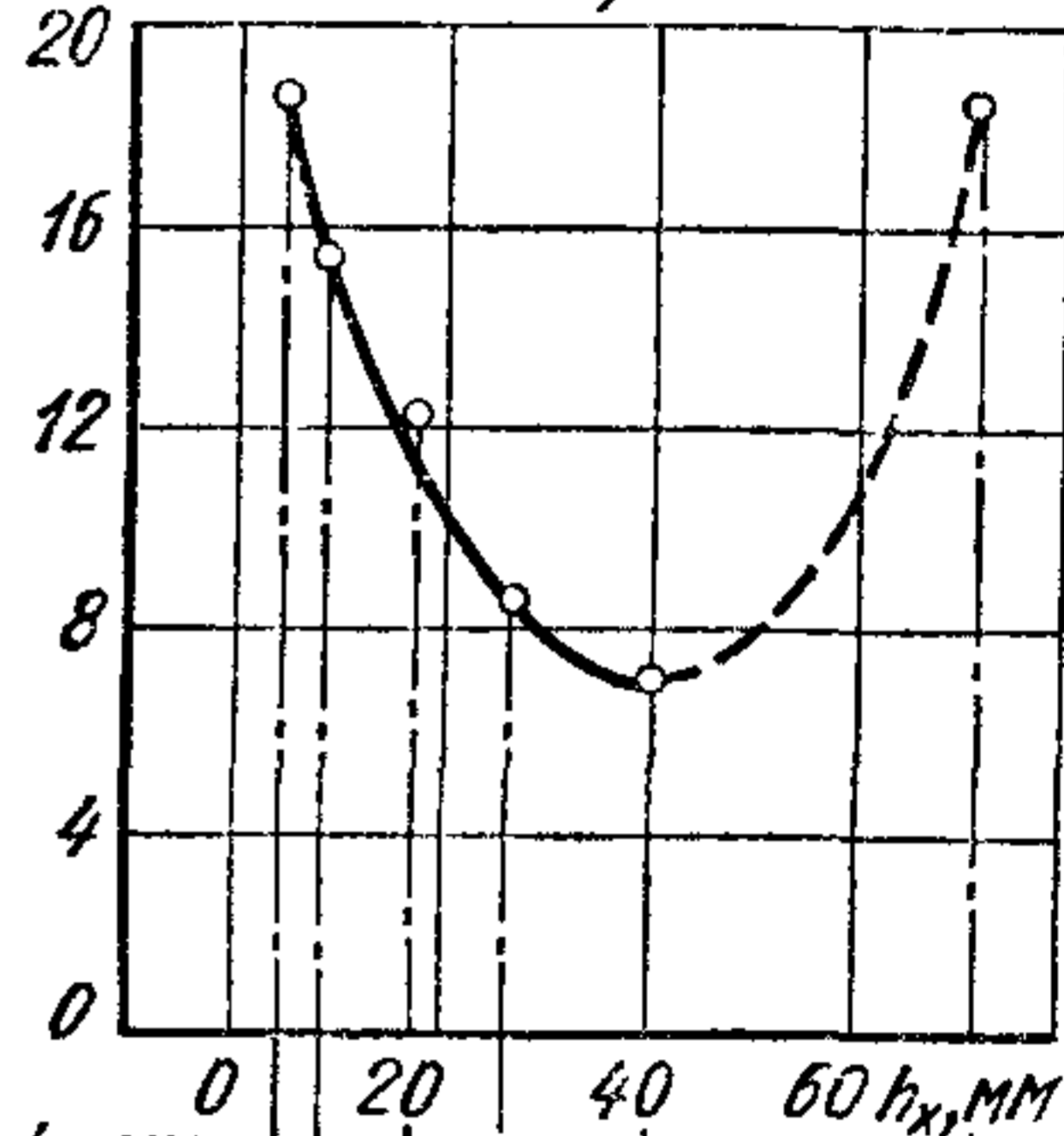
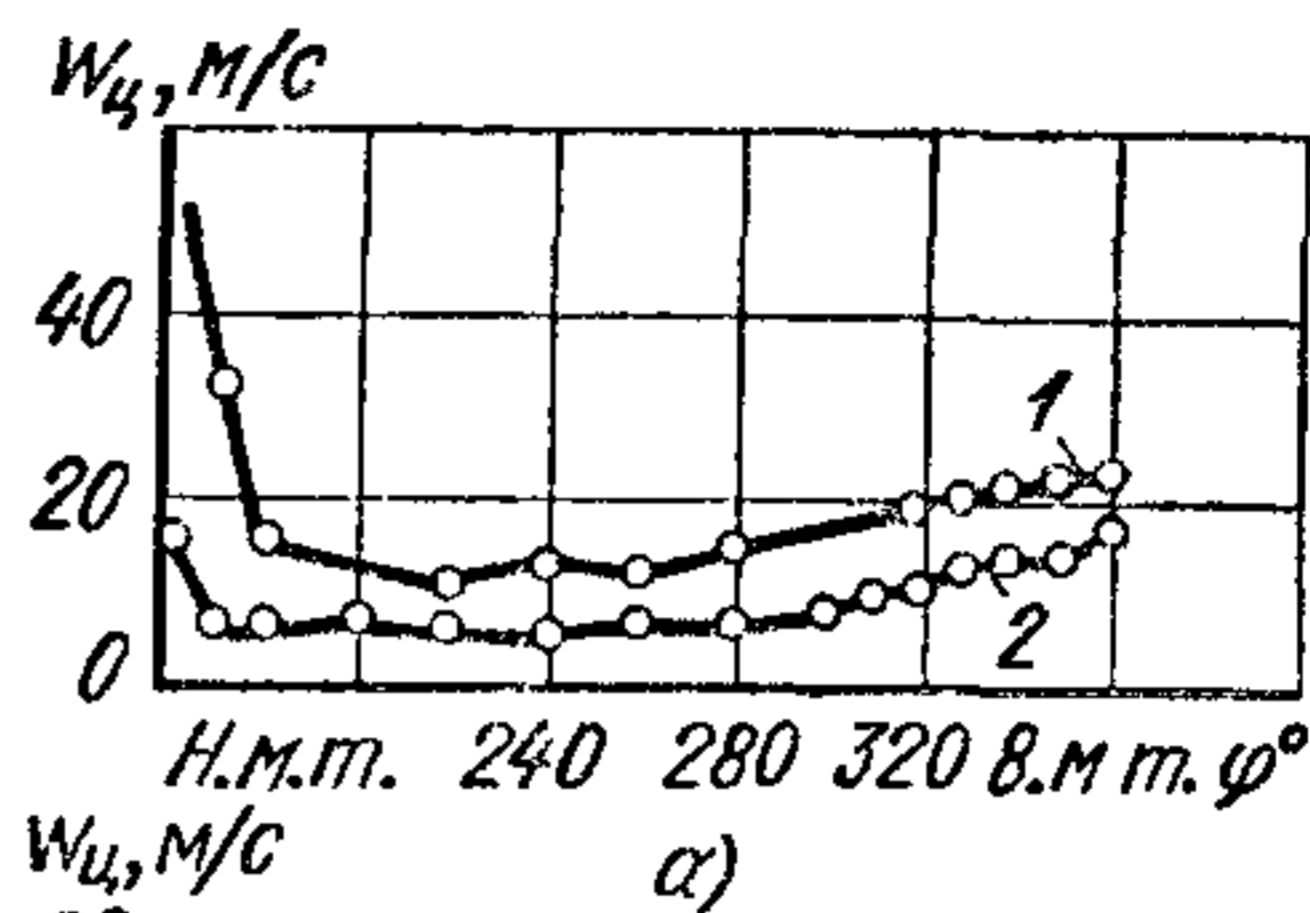


Рис 47. Изменение скорости $w_{\text{ц}}$ смеси при сжатии в карбюраторном двигателе с плоской камерой сгорания:

1 — $\epsilon = 6$, 2 — $\epsilon = 12$

Рис. 48. Изменение скорости $w_{\text{ц}}$ в процессе сжатия в четырехтактном дизеле с полуразделенной камерой сгорания (надпоршневой зазор $h = 1$ мм):

а — по углу φ , б — по сечению камеры сгорания при положении поршня в в. м. т. ($n = 1700$ об/мин); 1 — $n = 2100$ об/мин; 2 — $n = 900$ об/мин



В двигателях с разделенными камерами сгорания скорость втекания заряда во вспомогательную камеру существенно выше, чем в однополостных или полуразделенных камерах сгорания.

11. Параметры процесса сжатия автотракторных двигателей

Параметры	Бензиновые и газовые двигатели	Быстроходные дизели без наддува
Степень сжатия ϵ	6—9* (11)	15—22
Средний показатель политропы сжатия n_1	1,3—1,37	1,32—1,4
Давление конца сжатия p_c , МПа	0,9—1,5	3,5—5,5
Температура конца сжатия T_c , К	550—750	700—900

* У отдельных двигателей ϵ достигает до 11.

Сжатие в разделенных камерах сгорания сопровождается дополнительными гидравлическими потерями. Расчет процесса сжатия в двигателях с разделенными камерами сгорания усложняется дросселированием смеси при ее перетекании и наличием дополнительной теплопередающей поверхности (вспомогательная камера), имеющей более высокую температуру. Методы расчета процесса сжатия с применением ЭВМ позволяют определить давление в обеих полостях камеры и скорость втекания заряда во вспомогательную камеру.

В табл. 11 приведены параметры процесса сжатия автотракторных двигателей.

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

§ 1. Общие сведения

Горение является сложным физико-химическим процессом; его возникновение, развитие и полнота определяются особенностями и скоростями химических реакций, условиями тепло- и массообмена в зоне пламени, а также теплоотдачей в стенки. Скорость процессов окисления и горения можно оценивать по скорости расходования исходных веществ (топлива или кислорода) либо по скорости повышения температуры или давления, что для практических целей более удобно.

Горение протекает в газовой фазе. Для того чтобы окислительные реакции могли развиваться с достаточно высокими скоростями, жидкое топливо должно быть превращено в пар, а его пары перемешаны с воздухом. Наиболее быстро протекают процессы сгорания в однородных смесях, когда молекулы топлива равномерно распределены между молекулами кислорода. В неоднородных газовых смесях скорость горения в основном определяется скоростями взаимной диффузии паров топлива и воздуха, скорость же химических реакций приобретает второстепенное значение. Скорость горения жидкого топлива определяется скоростями его испарения и смешения образующихся паров с воздухом.

Как правило, окислительные реакции имеют многостадийный характер и являются цепными — ведущую роль в них играют образующиеся в ходе реакции активные промежуточные продукты (частицы с незамещенными свободными валентностями — атомы, радикалы). Истинная последовательность элементарных стадий в реакциях окисления и горения реальных сложных моторных топлив изучена еще далеко неполностью, однако характерным для большинства химических реакций является сильная зависимость их скоростей от температуры. Так же, но в более слабой степени, скорость химических реакций зависит от концентрации реагентов в единице объема, а следовательно, от давления газовой смеси. Зависимость скорости простой химической реакции от температуры и давления может быть выражена в следующем виде:

$$w_p = - \frac{dC}{d\tau} = A p^n e^{-E/RT}, \quad (166)$$

где $dC/d\tau$ — скорость изменения во времени концентрации любого из исходных веществ; A — постоянный множитель, зависящий

от свойств топлива и состава горючей смеси; E — энергия активации; n — порядок реакции; R — универсальная газовая постоянная; $R = 8,314$ кДж/(кмоль·К); T — температура, К.

Экспоненциальный множитель $e^{-E/RT}$ выражает долю молекул, обладающих энергиями теплового движения, превышающими некоторое значение энергии активации E , необходимое для преодоления энергетического барьера элементарного акта реакции (разрыва существующих внутримолекулярных связей и замещения их новыми).

В случае сложных химических реакций энергия активации является условной величиной, определяемой наиболее медленными стадиями превращения, лимитирующими скорость реакции в целом. Для большинства реакций окисления и горения условная (эффективная) энергия активации $E_{эф} = (8,4 \div 16,8) \cdot 10^3$ кДж/кмоль. Это приводит к тому, что при низких температурах скорости реакций исчезающе малы, но с ростом температуры они быстро увеличиваются, и тем сильнее, чем больше энергия активации и ниже температура (табл. 12).

12. Относительное изменение скорости реакции в зависимости от температуры

Энергия активации, кДж/кмоль	Температура, К				
	300	500	1000	1500	2000
84 000	1	$6 \cdot 10^5$	$1,36 \cdot 10^{10}$	$4 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{12}$
168 000	1	$2 \cdot 10^{11}$	10^{20}	$8 \cdot 10^{22}$	$2 \cdot 10^{24}$

Примечание. При $T = 300$ К скорости реакции условно приняты равными единице

В процессах, происходящих в двигателях внутреннего сгорания, скорости реакций, развивающихся в нагретой сжатой горючей смеси при относительно низких температурах (менее 1000 К), определяют условия самовоспламенения и возникновения детонации. От скоростей химических реакций при высоких температурах (1500 К и выше), близких к конечным температурам сгорания, зависит скорость распространения пламени.

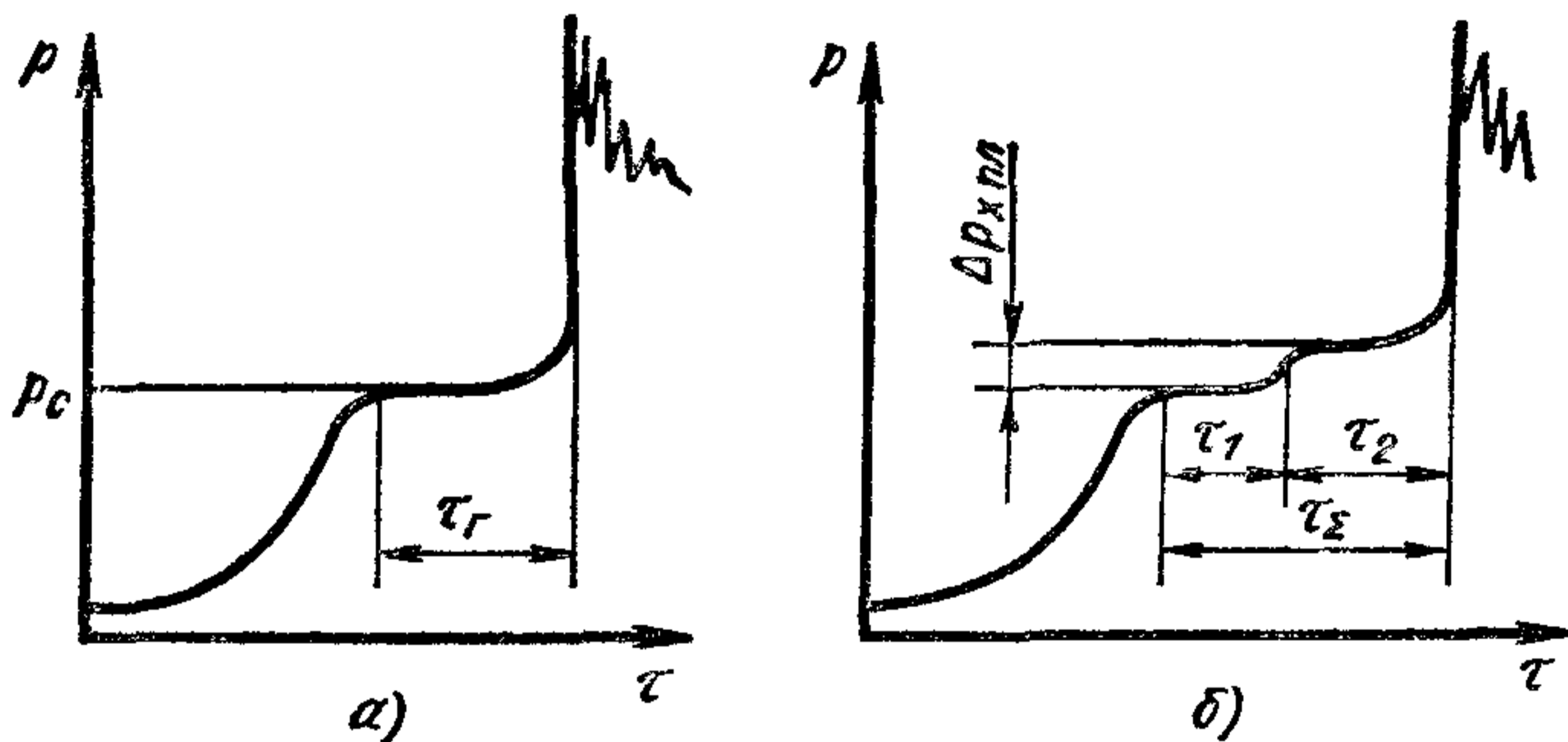
Самовоспламенение. Воспламенение распыленных жидких топлив, впрыскиваемых в нагретый воздух, имеет решающее значение в дизелях, им определяют не только начало сгорания, но также особенности дальнейшего развития рабочего процесса. Самовоспламенение несгоревшей части топливовоздушной смеси перед фронтом пламени, распространяющимся от искры свечи, является источником возникновения детонации и других нарушений нормального протекания рабочего процесса в двигателях с искровым зажиганием, работающих на легком топливе.

Самовоспламенение является конечным результатом развития ряда цепных предпламенных реакций, сопровождающихся выделением теплоты и образованием промежуточных продуктов неполного

окисления (перекисей, альдегидов, спиртов и т. п.). Оно возникает в тех случаях, когда скорость тепловыделения в результате химических реакций превышает скорость отвода теплоты от реагирующей системы. Чем выше скорость реакции и ее тепловой эффект, тем быстрее возникает самовоспламенение и тем короче *период задержки* τ_i , т. е. интервал времени от завершения быстрого нагревания однородной горючей смеси, например адиабатическим сжатием, или от начала впрыска жидкого топлива в нагретый воздух до момента появления пламени. При неизменных условиях теплоотдачи длительность задержки воспламенения обратно пропорциональна скорости предпламенных реакций при соответствующих

Рис. 49. Изменение давления при самовоспламенении однородной смеси, нагретой за счет ее сжатия:

а — одностадийном;
б — двухстадийном



значениях T_c и p_c . Это означает, что в случае реакций с нормальной кинетикой, скорость которых подчиняется зависимости (166), длительность периода задержки определяется соотношением

$$\tau_i = B p^{-m} e^{E/RT}, \quad (167)$$

где значения константы B , показателя m и энергии активации E зависят от свойств горючей смеси.

При так называемом одностадийном воспламенении в условиях $V = \text{const}$ давление в течение периода задержки повышается незначительно (рис. 49, а). Однако во многих случаях самовоспламенение углеводородных топлив протекает в две стадии, т. е. собственно воспламенению (образованию очагов горячего пламени) предшествует появление так называемого холодного пламени. Повышение температуры в холодном пламени может колебаться в пределах от десятков до нескольких сотен градусов, чему отвечает первое относительно небольшое повышение давления $\Delta p_{x, \text{пл}}$ (рис. 49, б). Соответственно общий период задержки τ_2 состоит из двух периодов: задержки холодного пламени τ_1 и задержки τ_2 . При этом влияние температуры на задержки τ_1 и τ_2 оказывается противоположным, влияние давления на них также различно. Задержка холодного пламени τ_1 с повышением температуры сжатия быстро сокращается и почти не зависит от давления. Длительность задержек τ_2 , наоборот, возрастает с повышением температуры и сильно уменьшается с ростом давления.

Вследствие этого у многих топлив, в частности парафиновых и нафтенных, в некоторой довольно широкой области температур сжатия (от 450 до 550—600 °С) зависимость $\tau_2 = f(T_c)$ изменяется незначительно. У непредельных и ароматических углеводородов, воспламеняющихся в условиях двигателей одностадийным путем, значения τ_2 с ростом температур сжатия непрерывно уменьшаются. Эти различия во влиянии температур сжатия на задержки воспламенения, а соответственно и на склонность двигателей к детонации в случае использования бензинов разного группового состава, наглядно проявляются в виде разности октановых чисел, оцененных по исследовательскому ОЧИМ и моторному ОЧММ методам. Температурная чувствительность ТЧ-ОЧИМ — ОЧММ парафиновых и нафтенных углеводородов не превышает нескольких единиц, у олефиновых — достигает 14—15; у ароматиков — несколько меньше, но также значительна.

Основное отличие между исследовательским и моторным методами состоит в том, что в первом случае смесь не подогревается и лишь температура воздуха перед карбюратором поддерживается равной 52 °С, в то время как при моторном методе смесь подогревается после карбюратора до 149 °С.

При наличии в горючей смеси инертных разбавителей (N_2 , CO_2 , H_2O) скорость реакций уменьшается как вследствие снижения концентрации молекул топлива, так и из-за того, что часть выделяющейся при окислении теплоты расходуется на нагревание инертных разбавителей. Сходное действие оказывает разбавление горючей смеси избыточным воздухом, т. е. ее обеднение ($\alpha > 1$). Обогащение смеси ($\alpha < 1$) влияет иначе. Так как число молекул кислорода обычно намного превышает число молекул топлива (например, для полного сгорания молекулы гептана C_7H_{16} требуется 11 молекул O_2 или соответственно 52,5 молекулы воздуха), то начальные стадии окислительных реакций развиваются быстрее в богатых смесях, где вероятность соударения молекул топлива и кислорода больше.

В связи со сложным цепным характером предпламенных реакций можно воздействовать на скорости их развития путем подмешивания к топливу небольших количеств различных присадок. Добавление к дизельным топливам органических перекисей или нитросоединений резко стимулирует начальные стадии окисления, вследствие чего сокращаются задержки воспламенения в дизелях.

Добавка к бензинам сотых долей процента некоторых металлоорганических соединений, так называемых антидетонаторов, например тетраэтилсвинца $Pb(C_2H_5)_4$, наоборот, резко затрудняет самовоспламенение топливовоздушной смеси, в результате чего уменьшается ее склонность к детонации в двигателях с искровым зажиганием. Причиной является обрыв реакционных цепей при взаимодействии активных центров с атомами металла, образующимися при распаде антидетонатора, или с его окислами.

Воспламенение распыленных жидких топлив, впрыскиваемых в нагретый воздух, развивается, в общем, по тем же законам, что

и воспламенение однородных газовых смесей. Об этом свидетельствует тот факт, что цетановые (ЦЧ) и октановые (ОЧ) числа моторных топлив (т. е. их воспламеняемость и детонационная стойкость) находятся в обратной зависимости, приблизительно выражаемой формулой

$$\text{ЦЧ} = 60 - \text{ОЧ}/2.$$

Общая задержка воспламенения жидкого топлива складывается из физической составляющей $\tau_{\text{физ}}$, соответствующей времени, затрачиваемому на распад топливной струи на капли, частичное их испарение и смешение паров топлива с воздухом, и химической составляющей $\tau_{\text{хим}}$, аналогичной задержке воспламенения однородной газовой смеси. Учитывая, что химические и физические процессы развиваются параллельно, с небольшим сдвигом по фазе, оценить длительность физической составляющей затруднительно.

Не только в дизелях, но и в двигателях, работающих на легком топливе, смесь никогда не бывает вполне однородной по температуре и по составу, в связи с чем предпламенные реакции всегда развиваются неодинаково в отдельных частях смеси. Это приводит к тому, что самовоспламенение возникает не одновременно во всей массе смеси, а в первую очередь в отдельных очагах, от которых оно затем распространяется на смежные объемы. В зависимости от степени кинетической однородности нагретой смеси и особенностей развития в ней предпламенных реакций скорость распространения воспламенения от возникающих первичных очагов может колебаться в пределах от нескольких десятков метров в секунду (скорость распространения фронтов турбулентного пламени) до сверхзвуковой, когда самовоспламенение распространяется совместно с фронтом ударной волны, т. е. имеют место явления, сходные с распространением детонационной волны.

Ударные волны в камере сгорания возникают в результате быстрого развития завершающих стадий предпламенных реакций в очагах самовоспламенения. Дополнительное сжатие и нагревание газа во фронте образовавшихся ударных волн стимулирует возникновение самовоспламенения тех порций смеси, в которых предпламенные реакции также близки к своему завершению, т. е. в свою очередь достаточно готовых к самовоспламенению. Подобный процесс завершения сгорания в результате самовоспламенения части рабочей смеси, сопровождающегося возникновением ударных волн, которые, в свою очередь, стимулируют самовоспламенение остальной несгоревшей смеси, составляет основную сущность детонационного сгорания в двигателях.

Распространение пламени. В отличие от процессов самовоспламенения, характеризуемых ускорением химических реакций вследствие увеличения концентрации активных центров и накопления теплоты в реагирующей системе, пламя распространяется за счет передачи тепла и диффузии активных центров из зоны горения в расположенную рядом свежую смесь. Фронт пламени, распространяющийся в неподвижной или текущей ламинарно горючей смеси, пред-

ставляет собой узкую зону, отделяющую свежую смесь с температурой T_0 от ее продуктов сгорания, имеющих температуру T_z . В начале этой зоны (рис. 50) смесь нагревается частично путем теплопроводности, но в большей мере в результате диффузии в нее горячих продуктов из зоны пламени. В связи с тем, что химические реакции начинают идти с высокими скоростями лишь при достаточно больших температурах, зона химических превращений во фронте пламени составляет лишь небольшую часть его общей толщины $\delta_{пл}$, там где температуры уже близки к конечным температурам сгорания T_z . В этой зоне «горит» смесь очень сильно разбавленная (за

счет диффузионного обмена) продуктами полного или частичного сгорания, обладающими высокой химической активностью, что способствует быстрому развитию цепных химических реакций не в меньшей мере, чем повышение температуры. Подобный цепочно-тепловой механизм химических превращений характерен для всех процессов горения.

Скорость, с которой фронт ламинарного (послойного) горения перемещается относительно свежей смеси в направлении, перпендикулярном (нормальном) к его поверхности, называется *нормальной скоростью пламени* u_H , или скоростью ламинарного горения $u_{л}$. В связи с тем, что эта скорость определяется

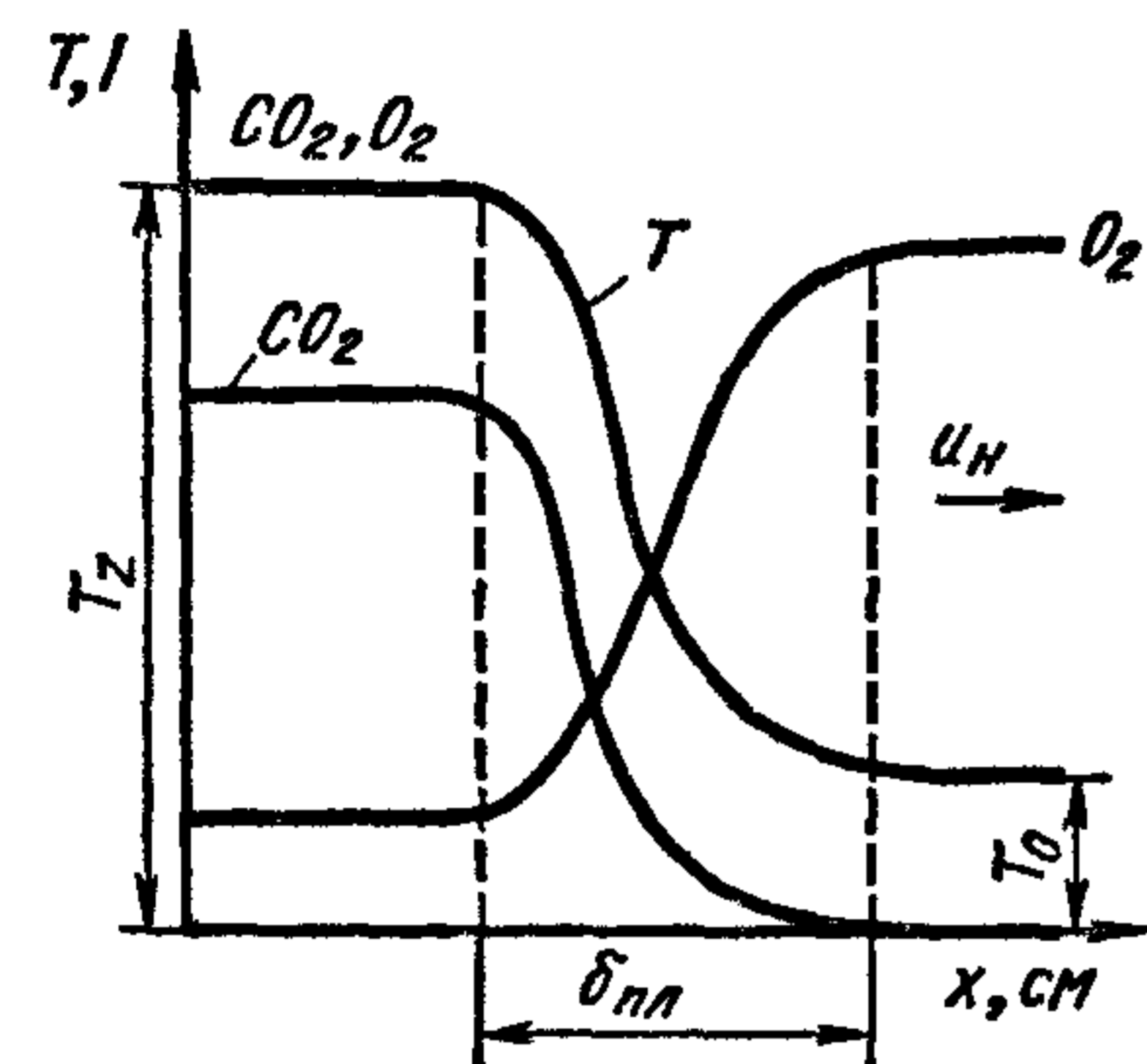


Рис. 50. Примерный характер изменения температуры и концентрации исходных веществ и продуктов сгорания во фронте ламинарного пламени

двумя факторами: скоростью процессов переноса (теплопередачи и диффузии во фронте пламени) и скоростью самих химических превращений — зависимость нормальной скорости пламени от указанных двух факторов приблизительно выражается формулой

$$u_H \sim \sqrt{\chi, w_z}, \quad (168)$$

где $\chi = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ — коэффициент температуропроводности горючей смеси, который принимается равным коэффициенту диффузии; w_z — скорость реакции при температуре, близкой к максимальной температуре пламени T_z .

Толщина ламинарного фронта пламени $\delta_{л}$ невелика. Например, при атмосферном давлении в метано-воздушной смеси стехиометрического состава $\delta_{л} \approx 1$ мм, причем большая ее часть (примерно 80%) приходится на зону прогрева и только 20% на зону самих химических превращений. В наиболее быстро горящей смеси $2H_2 + O_2$ $\delta_{л} \approx 0,1$ мм. Величина $\delta_{л}$ определяется теми же двумя факторами, что и скорость распространения пламени, хотя относительное влияние скоростей тепло- и массообмена и скоростей реакции в данном

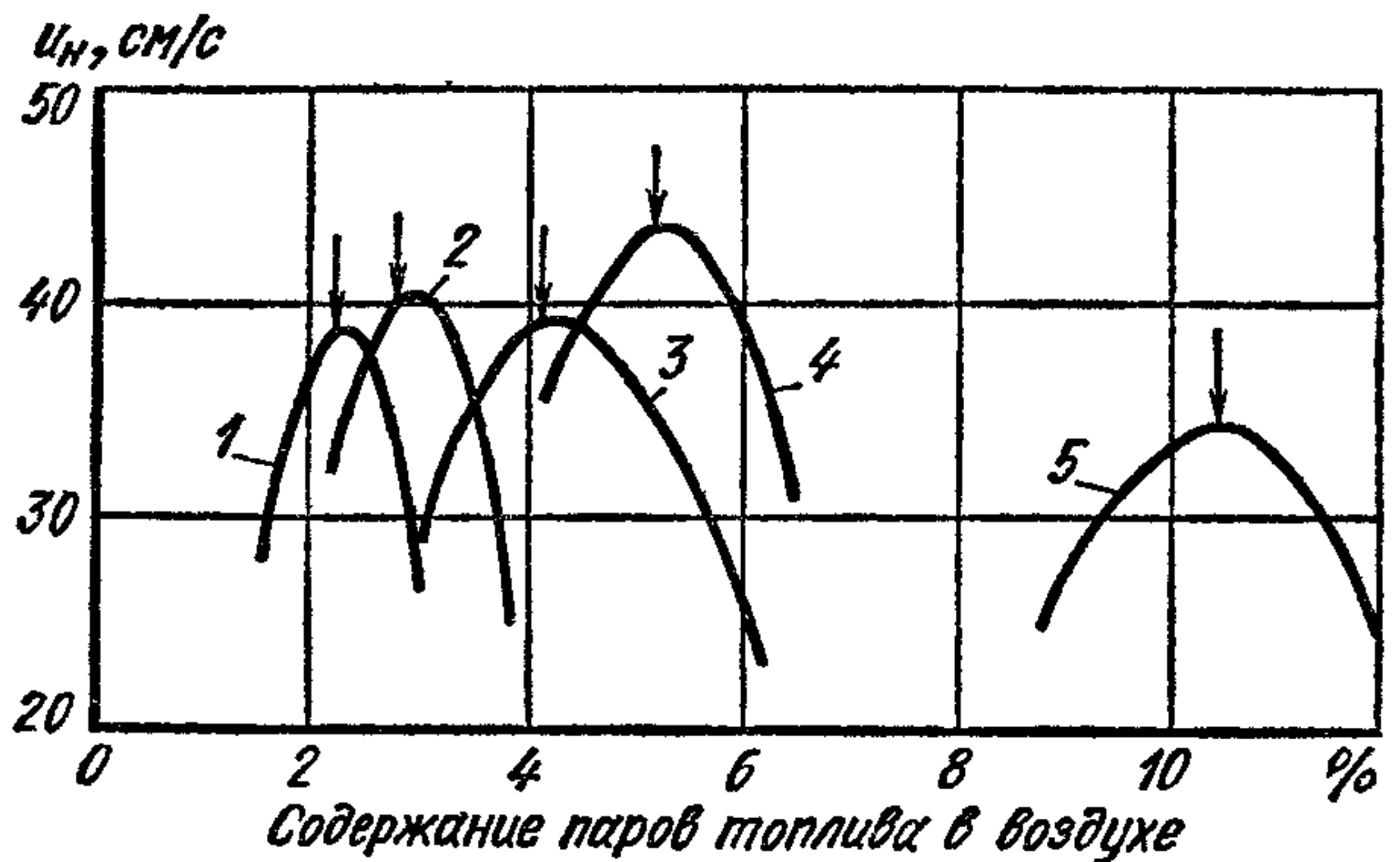
случае оказывается противоположным, а именно:

$$\delta_{пл} = \text{const} \frac{\chi}{u_H} \approx \sqrt{\frac{\chi}{w_z}}. \quad (169)$$

Сопоставляя выражения (168) и (169), видим, что с увеличением скорости реакции возрастает u_H и одновременно уменьшается толщина фронта пламени. При увеличении коэффициентов температуропроводности или диффузии также возрастает u_H , но фронт пламени становится более растянутым.

В случае углеводородных топлив наибольшие скорости распространения пламени имеют несколько обогащенные смеси ($\alpha = 0,85 \div 0,9$), при которых достигаются наибольшие скорости реакции и более высокие (на 3—3,5%), чем при $\alpha = 1$, значения коэффициента молекулярного изменения в процессе сгорания. При обеднении или еще большем обогащении смеси скорости распространения пламени плавно уменьшаются (рис. 51).

Рис. 51. Изменения u_H в зависимости от состава смеси для ряда индивидуальных углеводородов при $p = 0,1$ МПа, $t_0 = 20$ °С:
1 — Н-гексан; 2 — бензол, 3 — пропан, 4 — пропен; 5 — метан, стрелками указаны значения $\alpha = 1$



У смесей с воздухом углеводородных топлив, обычно используемых в двигателях, максимальные значения u_H при атмосферном давлении и $t_0 = 20$ °С колеблются в относительно небольших пределах (35—55 см/с). Наименьшие скорости u_H имеют парафиновые топлива, в частности метан, наибольшие — непредельные углеводороды.

При обеднении и обогащении смеси нормальные скорости пламени уменьшаются не беспредельно, а имеют некоторый минимум ($u_H \geq 8 \div 12$ см/с), при достижении которого пламя гаснет. Это связано с возрастанием при низких u_H относительных потерь теплоты из зоны горения. Предел возможного обогащения смеси, выше которого распространение пламени оказывается невозможным, называется *верхним концентрационным пределом* α_{\min} , а предел возможного обеднения — *нижним концентрационным пределом* α_{\max} распространения пламени.

Для большинства моторных топлив при атмосферном давлении и $t_0 = 20$ °С верхний предел распространения ламинарного пламени $\alpha_{\min} = 0,25 \div 0,35$, нижний $\alpha_{\max} = 1,65 \div 1,8$. Практически пре-

делы изменения составов смеси, при которых горение еще продолжает оставаться достаточно устойчивым, значительно уже. Для бензиновых двигателей они обычно не превышают $0,6 < \alpha < 1,3$. При работе двигателей на газообразных топливах пределы возможного обеднения смеси несколько больше.

С повышением начальной температуры горючей смеси возрастают нормальные скорости распространения пламени и несколько расширяются концентрационные пределы, что вызывается увеличением

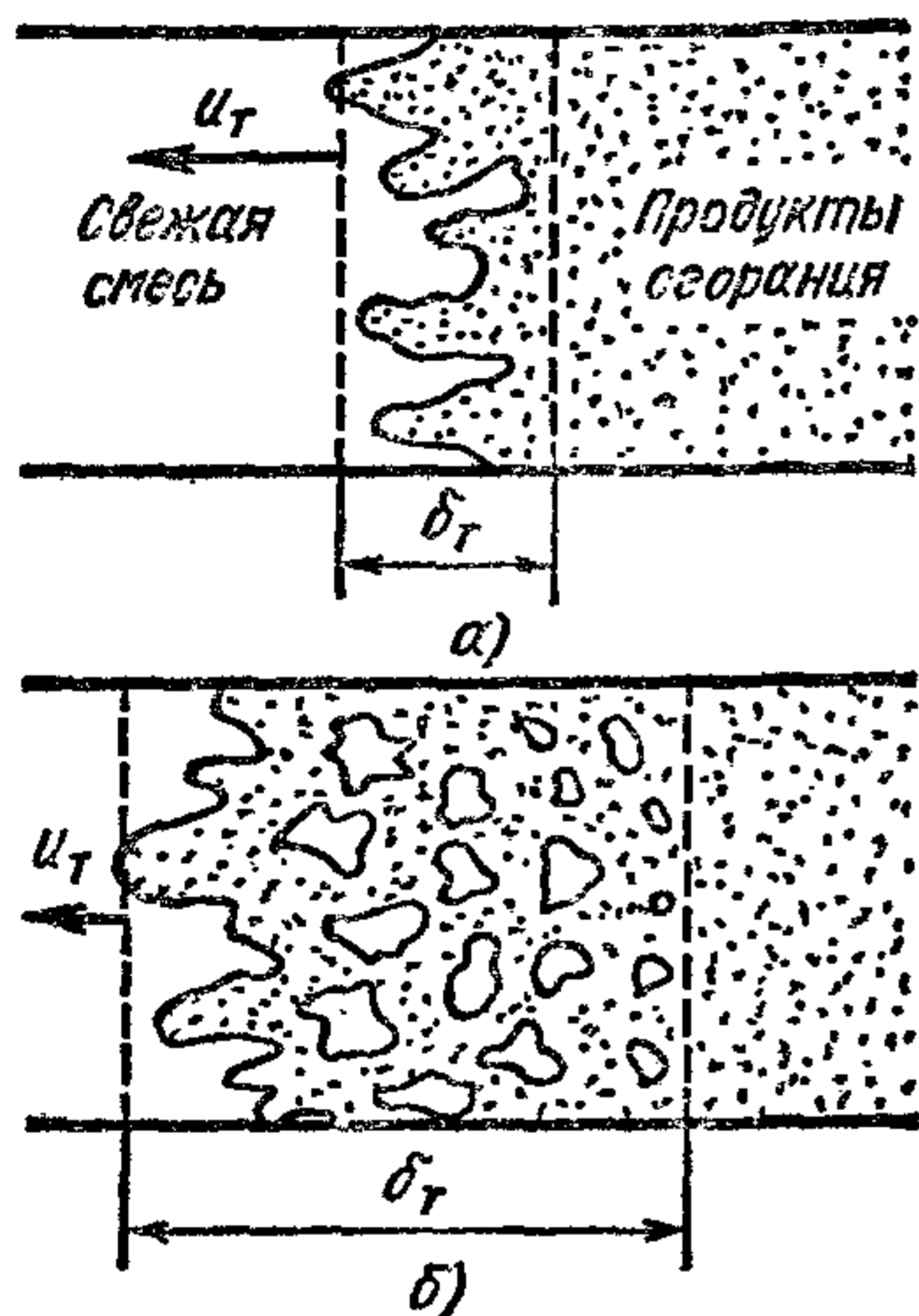


Рис. 52. Примерный характер искривлений и разрывов фронта турбулентного пламени под воздействием турбулентности:

a — слабой, *b* — сильной; δ_T — глубина зоны турбулентного горения

в турбулентном движении, складывающемся из направленных вихрей и беспорядочных пульсаций скоростей газовых потоков. Под воздействием турбулентности скорость распространения пламени сильно возрастает, что вызывается двумя причинами. Крупные вихри или турбулентные пульсации больших масштабов искривляют фронт пламени и разрывают его на отдельные горящие очаги (моли), что может приводить к многократному увеличению фактической поверхности горения (рис. 52). Турбулентные пульсации мелких масштабов, сравнимых с толщиной фронта ламинарного пламени, не вызывают его искривления, но усиливая процессы теплопередачи и диффузии в самом фронте, увеличивают скорость горения на поверхности крупных молей. Под воздействием обоих указанных факторов скорости распространения турбулентного пламени возрастают практически пропорционально интенсивности турбулентности (средне-квадратичной величине скоростей турбулентных пульсаций u'). При этом зависимости скоростей турбулентного горения от состава

скоростей реакции и коэффициентов температуропроводности смеси, связанным с более высокими температурами пламени T_z . Повышение давления, наоборот, приводит к некоторому уменьшению нормальных скоростей распространения пламени. Это связано с тем, что влияние давления на скорость химических реакций сравнительно невелико, а относительные скорости процессов диффузии и теплопередачи уменьшаются обратно пропорционально давлению. С достаточной для практики точностью можно принимать, что в бензино-воздушных смесях нормальные скорости распространения ламинарного пламени связаны с начальной температурой смеси и давлением следующим соотношением:

$$u_H \sim p^{-0,35} T_0^2. \quad (170)$$

Турбулентное горение. В большинстве случаев основная масса рабочей смеси в цилиндре двигателя находится в достаточно интенсивном турбулент-

смеси, ее начальной температуры и давления оказываются несколько иными, чем зависимости от тех же факторов нормальной скорости распространения пламени u_H .

Согласно результатам последних исследований скорость распространения турбулентного пламени

$$u_T \approx u_H + Bu',$$

где B — коэффициент, прямо пропорциональный скорости реакции при температуре пламени T_z , т. е. $B \sim p^n e^{-E/RT_z}$.

Повышение давления положительно влияет на u_T (в случае бензино-воздушных смесей $u_T \sim p^{0,35}$). Начальная температура смеси и ее состав больше влияют на u_T , чем на u_H .

Одновременно с возрастанием u_T увеличивается протяженность зоны горения δ_T (см. рис. 52). В связи с этим скорость распространения передних границ зоны турбулентного пламени не характеризует однозначно действительную скорость тепловыделения, отвечающую полному завершению сгорания. В карбюраторных двигателях ширина зоны горения во фронте турбулентного пламени может достигать 20—25 мм, что необходимо учитывать при сопоставлении индикаторных диаграмм давления с регистрациями распространения пламени.

Диффузионное горение. Горение неоднородных смесей, например струй газа, втекающих в воздух, или взвешенных в нем капель распыленного жидкого топлива, существенно отличается от горения однородных смесей. Скорость горения неоднородной газовой смеси практически определяется скоростью диффузионного смешения топлива и окислителя, так как химические реакции горения протекают со значительно большими скоростями, чем процессы смешения. Вследствие этого такое горение называется диффузионным.

Скорость горения капель жидкого топлива в основном определяется скоростью их испарения (пары топлива, образующиеся на поверхности капли, диффундируют в окружающую каплю воздух, образуя на некотором расстоянии от нее горючую смесь, причем этот процесс протекает быстрее, чем испарение топлива).

Мелкие капли ($\phi < 40$ мкм), равномерно распределенные в воздухе, сгорают примерно с той же скоростью, что и однородная смесь паров топлива и воздуха, причем пределы общего возможного обеднения неоднородных смесей (как капельных, так и газовых), при которых еще сохраняется устойчивое горение, оказываются значительно более широкими, чем однородных. В неоднородных смесях всегда образуются зоны, где $\alpha = 0,85 \div 0,9$, отвечающие наибольшим скоростям реакции и температурам продуктов сгорания. Такие зоны служат центрами воспламенения окружающей более обедненной смеси. Именно этим объясняется возможность работы дизелей на малых нагрузках с крайне бедными смесями ($\alpha > 4$).

По тем же причинам горение неоднородных смесей при низком общем коэффициенте избытка воздуха ($\alpha < 1,4 \div 1,5$), как правило, приводит к образованию дыма и сажи, так как при этом существуют зоны со значительными местными переобогащениями

смеси ($\alpha < 0,3 \div 0,4$). В таких зонах происходит крекинг углеводородных молекул без достаточного доступа воздуха, сопровождающийся выделением твердого углерода в виде мельчайших частиц сажи. Именно в этом заключается причина дымления дизелей при увеличении цикловой подачи топлива, т. е. нагрузки свыше некоторых пределов.

§ 2. Сгорание в двигателях с искровым зажиганием

При нормальном рабочем процессе в двигателях с искровым зажиганием в достаточной мере однородная смесь испарившегося топлива, воздуха и остаточных газов воспламеняется электрической искрой и сгорает в процессе распространения по всему заряду фронта турбулентного пламени. В этом процессе могут быть выделены три фазы: I — начальная, в течение которой небольшой очаг горения, возникающий в зоне высоких температур между электродами свечи (в искровом канале температура превышает $10\,000\text{ }^\circ\text{C}$), постепенно превращается в развитый фронт турбулентного пламени; II — основная фаза — быстрого распространения турбулентного пламени по



Рис. 53. Характер турбулентного пламени в камере сгорания при нижнем расположении клапанов карбюраторного двигателя:

A — фронт пламени; B — зона зажигания; C — нестгоревшая смесь

основной части камеры сгорания при практически неизменном объеме последней, так как поршень находится вблизи в. м. т.; III — фаза догорания смеси за фронтом пламени, в пристеночных слоях и в зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня, охватывающая часть хода расширения.

Наглядное представление о характере распространения пламени дают кадры, снятые при высокоскоростной киносъемке через прозрачную (кварцевую) крышку головки цилиндра (рис. 53).

На рис. 54 приведены схемы распространения пламени в бензиновом двигателе при различном характере вихревого движения рабочей смеси в камере сгорания. Зная интервалы времени между последовательными положениями фронта пламени, можно определить скорости его распространения на любом участке. Вначале, пока очаг горения мал, скорость пламени невелика, так как на нее воздействуют только турбулентные пульсации мелких масштабов. В этот период скорость сгорания в значительной мере определяется физико-химическими свойствами горючей смеси.

По мере увеличения размеров начального очага пламени все в большей степени начинает сказываться положительное воздействие на скорость сгорания турбулентных пульсаций крупных масштабов. В основной фазе скорость распространения пламени

примерно пропорциональна интенсивности турбулентности, которая, в свою очередь, возрастает пропорционально частоте вращения коленчатого вала. В результате этого длительность основной фазы сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, при прочих равных условиях почти не зависит от скоростного режима двигателя.

На рис. 54 указаны средние значения видимых скоростей распространения пламени u_T на некоторых участках. При более высокой частоте вращения эти скорости существенно возрастают, и в современных быстроходных автомобильных бензиновых двигателях они в средней части камеры сгорания достигают 60—80 м/с.

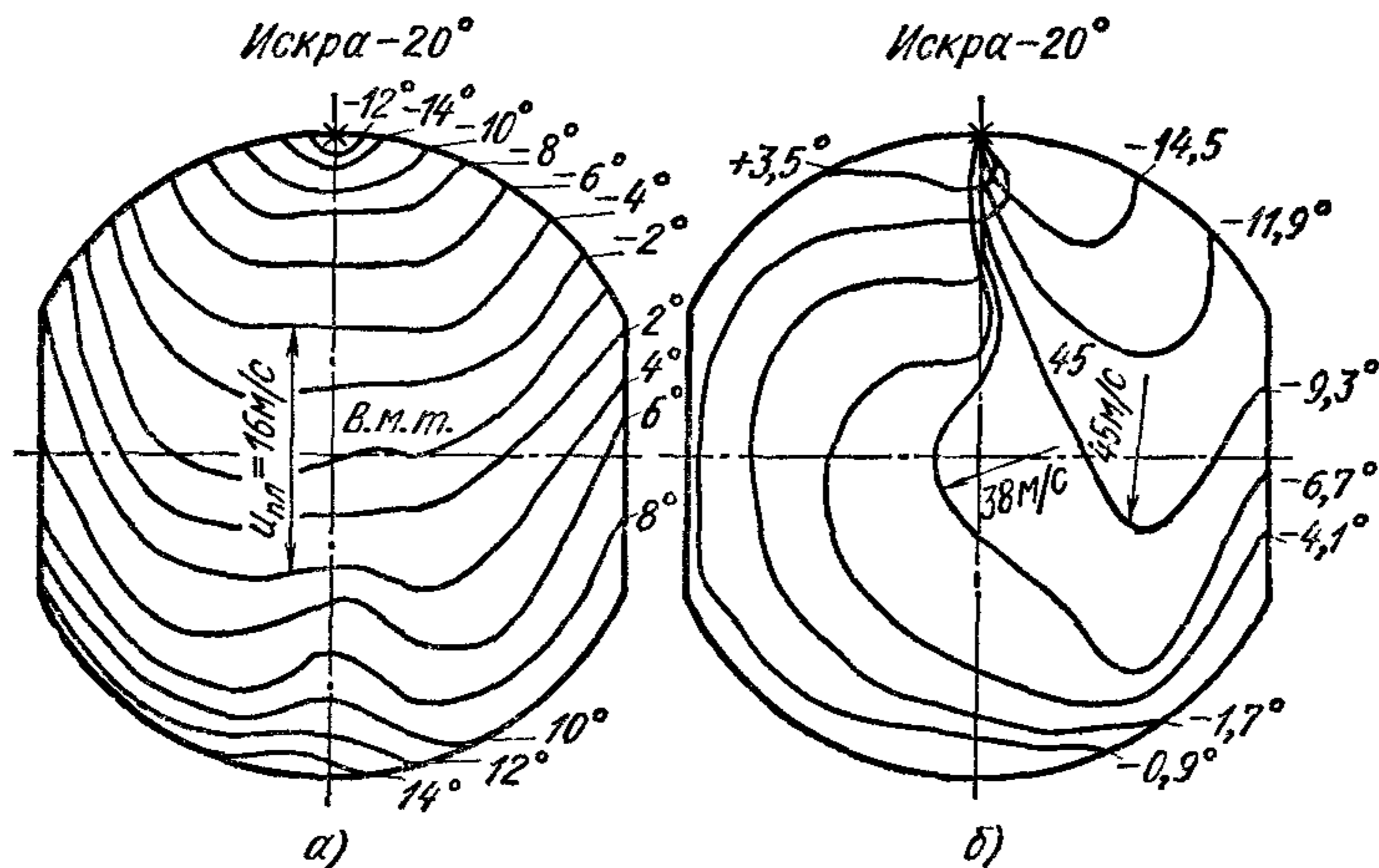


Рис. 54. Схемы последовательных мгновенных положений фронта пламени в камере сгорания двигателя, работающего на легком топливе, через равные интервалы времени, характеризуемые углом φ поворота коленчатого вала от в. м. т. ($n = 600$ об/мин; $\alpha = 1$):

а и б — соответственно при отсутствии и наличии направленного вихревого движения заряда в цилиндре

С приближением фронта пламени к стенкам скорость его распространения уменьшается, что объясняется меньшей интенсивностью турбулентности в пристеночных слоях. Когда пламя в большей части камеры достигает стенок, скорость сгорания падает также вследствие уменьшения поверхности фронта пламени, но горение при этом отнюдь не заканчивается. Еще в течение довольно длительного времени продолжают продолжаться процессы догорания в пристеночных слоях и за фронтом турбулентного пламени. Скорость процесса догорания, так же как и сгорания в начальной фазе, в большей мере зависит от физико-химических свойств рабочей смеси, чем скорость в основной фазе.

Провести четкие границы между отдельными фазами процесса сгорания в двигателях не представляется возможным, так как характер и скорости сгорания изменяются постепенно. За момент оконча-

ния первой фазы сгорания и начало основной фазы в двигателях с искровым зажиганием обычно принимают «точку отрыва» линии сгорания от линии сжатия на индикаторной диаграмме, т. е. момент начала ощутимого повышения давления в результате сгорания (рис. 55). Соответственно длительность начальной фазы измеряется отрезком времени от момента проскакивания искры между электродами свечи до «точки отрыва». По аналогии с дизелями иногда условно называют этот отрезок периодом задержки воспламенения, или периодом индукции, что в принципе неверно. При искровом зажигании задержка воспламенения практически отсутствует, около электродов

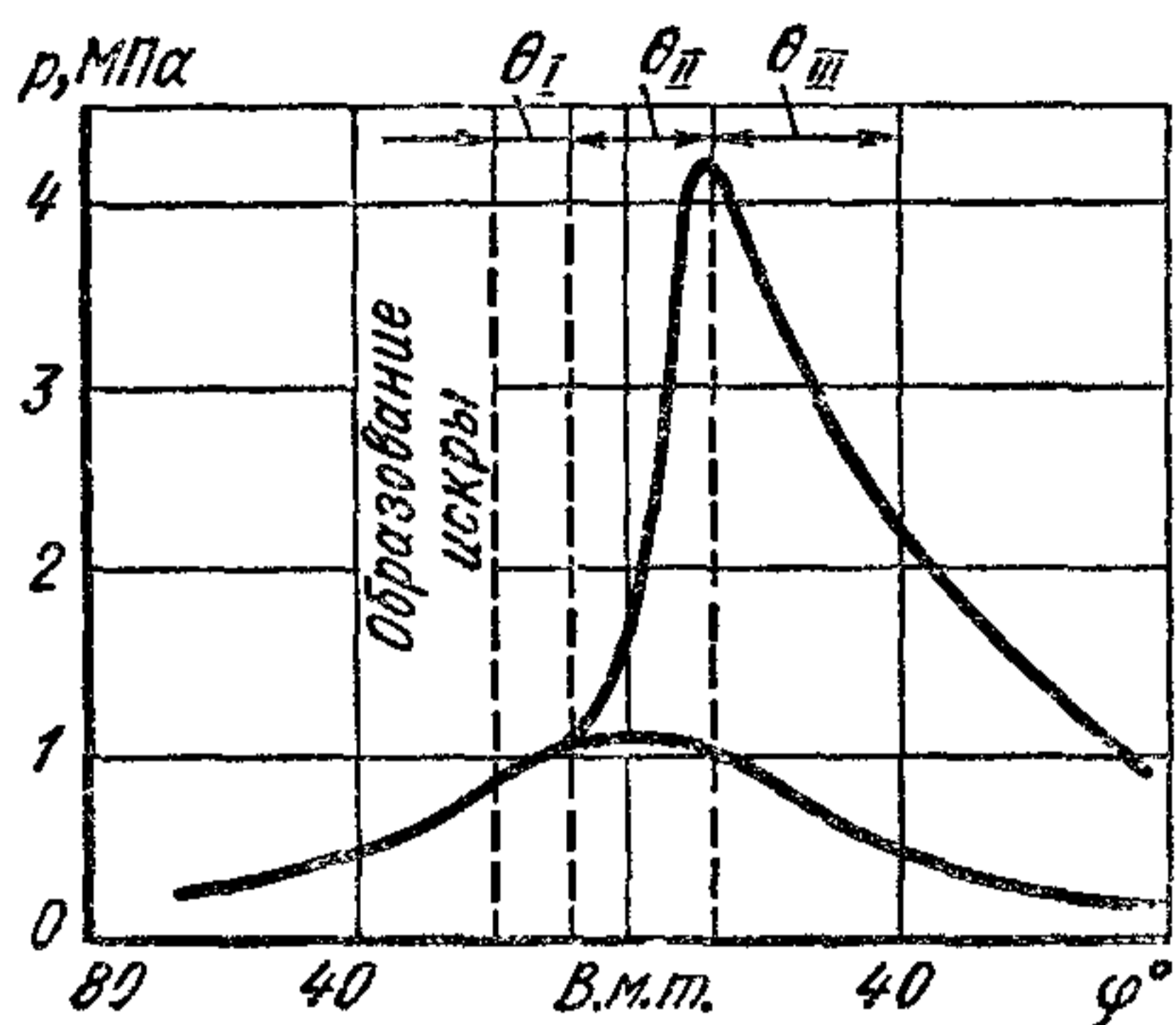
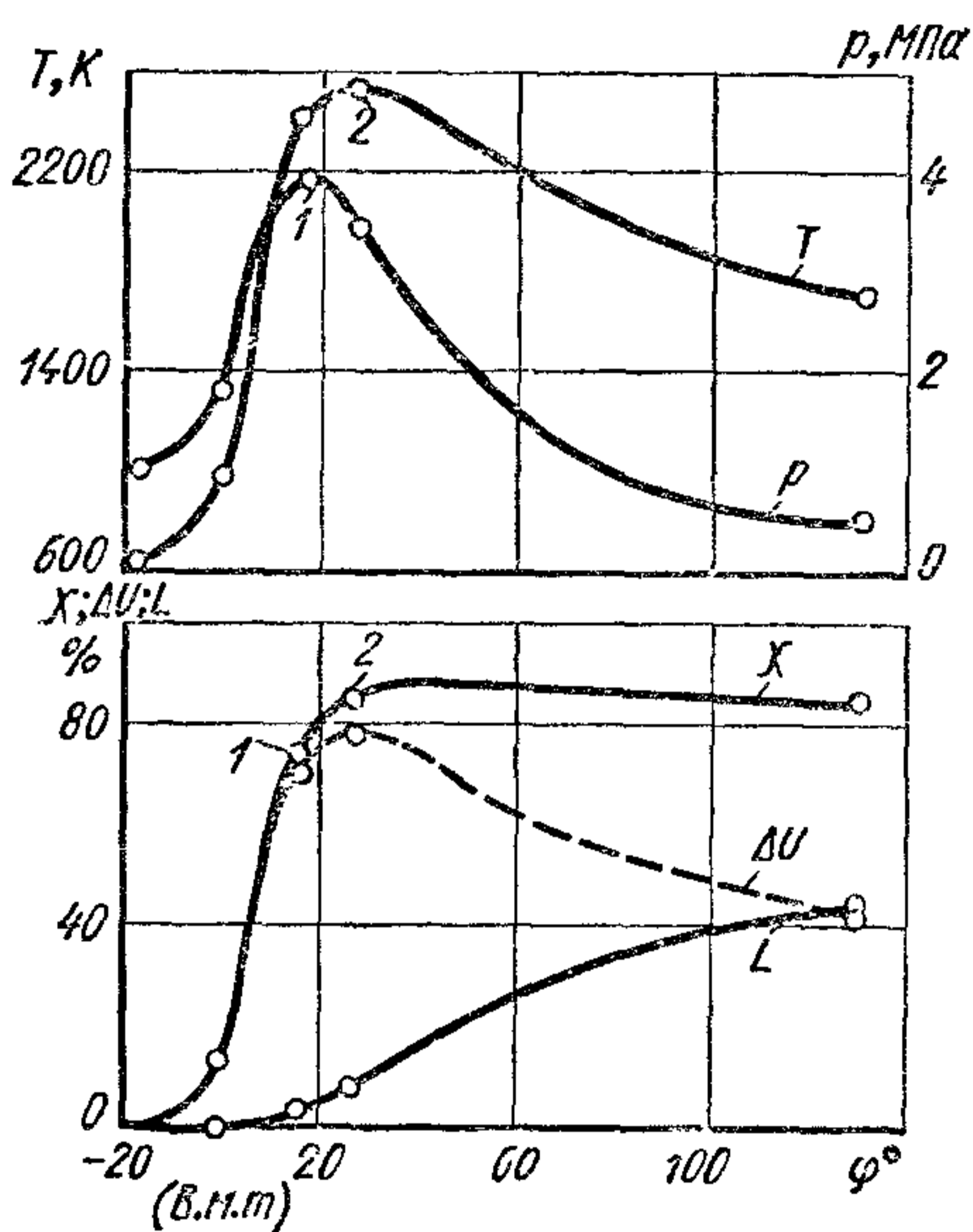


Рис. 55. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя, соответствующая схеме распространения пламени (см. рис. 54, а)

Рис. 56 Изменение параметров p , T , ΔU , L и χ в процессе сгорания в двигателе ГАЗ-21 ($\alpha = 1,02$; $n = 2000$ об/мин; $p_2 = 1$ МПа; $\eta_2 = 0,337$)



свечи сразу же возникает очаг горения, но есть период, в течение которого фронт пламени от этого очага распространяется относительно медленно и доля сгоревшей смеси еще настолько мала, что повышения давления на индикаторной диаграмме не удастся обнаружить.

Так, если Δp составляет 1% максимального давления сгорания, чему соответствует сгорание примерно 1,5% рабочей смеси, то объем, занимаемый продуктами сгорания, составит уже около 5% объема камеры (принимая степень расширения продуктов сгорания в процессе горения $\lambda = 3,3$). Из сопоставления графиков (рис. 54, а и 55) видно, что к моменту начала основной фазы сгорания «точке отрыва» (8° до в. м. т.) средний радиус полусферы пламени составляет около 30% радиуса камеры сгорания. Такие размеры начального очага горения уже достаточны для возможности дальнейшего быстрого увеличения скорости распространения пламени под воздействием турбулентных пульсаций крупных масштабов.

За границу раздела между основной и завершающей фазами сгорания в двигателях, работающих на легком топливе, обычно условно принимают момент достижения максимума давления на

индикаторной диаграмме (точка 1 на рис. 56). Сгорание при этом еще не заканчивается и средняя температура газов в цилиндре продолжает некоторое время возрастать, достигая максимума в точке 2. Однако уменьшение скорости тепловыделения вследствие достижения фронтом пламени в большей части камеры сгорания стенок приводит к тому, что повышение давления в результате сгорания уже не может компенсировать его падения из-за расширения газов, вызываемого движением поршня и теплоотдачей в стенки.

Эффективность рабочего процесса в цилиндре двигателя определяется как общей полнотой сгорания, так и его скоростью, т. е. зависит от своевременности тепловыделения, обеспечивающего степень расширения продуктов сгорания, близкую к геометрической степени сжатия. Максимальная работа цикла, а соответственно и максимальные мощность и экономичность двигателя, работающего на легком топливе, при прочих равных условиях достигаются при такой организации процесса сгорания, когда точки начала и конца основной фазы будут расположены примерно симметрично относительно в. м. т. Это возможно при соответствующей установке момента зажигания. Угол в градусах поворота коленчатого вала от момента проскакивания искры в свече до в. м. т. называется *углом опережения зажигания* φ_z .

Угол опережения зажигания должен быть тем больше, чем больше длительность начальной фазы сгорания θ_1 (рис. 55), а также чем медленнее развивается сгорание в основной фазе.

В современных быстроходных двигателях легкого топлива со степенями сжатия $\varepsilon = 8 \div 9$ максимальная мощность обычно соответствует достижению максимума давления при угле $12-15^\circ$ после в. м. т.; при этом длительность основной фазы сгорания $\theta_{II} = 25 \div 30^\circ$.

Скорость тепловыделения в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу поворота коленчатого вала ($dp/d\varphi$), а соответственно динамику действия газовых сил на детали кривошипно-шатунного механизма, от чего зависит так называемая «жесткость» работы двигателя. Величина $dp/d\varphi$ зависит от скорости протекания процесса в фазе быстрого сгорания. При одинаковых значениях $dp/d\varphi$, но более плавном развитии процесса, двигатель работает с меньшим шумом. В двигателях с умеренными степенями сжатия (6—7) наибольшие значения $dp/d\varphi$ обычно составляют $0,1-0,12$ МПа/°. При более высоких степенях сжатия $\varepsilon = 9 \div 10$ скорость повышения давления достигает $0,15-0,25$ МПа/°.

Связь между процессами сгорания и использованием выделяющейся теплоты в двигателях определяется характеристиками активного тепловыделения, представляющими собой изменение в функции угла φ доли теплоты, использованной на повышение температуры рабочего тела (его внутренней энергии) и на совершение внешней работы, по отношению к общей, введенной в цикле, теплоте:

$$\chi = \frac{\Delta U + \int p dV}{Q}. \quad (171)$$

На рис. 56 в качестве примера показаны часть индикаторной диаграммы — от момента зажигания до начала открытия выпускного клапана, а также кривые средней температуры газов T в цилиндре, внешней работы газов и их внутренней энергии ΔU и коэффициента активного тепловыделения χ от угла φ для двигателя ГАЗ-21 при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой. В точке 1, соответствующей p_{\max} , количество выделившейся активной теплоты составляет 73%; в фазе догорания оно достигает 85% располагаемой теплоты сгорания. Точка 2, соответствующая достижению T_{\max} , отстоит на 11° от точки 1. Остальные 15% составляют потери теплоты в стенки и от неполноты сгорания. При работе двигателей на средних нагрузочных режимах или на обедненных смесях значения χ в точке p_{\max} обычно не превышают 50% и процесс догорания оказывается значительно более растянутым. Для увеличения полноты сгорания следует создавать дополнительную турбулизацию заряда в зонах догорания.

§ 3. Влияние различных факторов на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием

Состав смеси. Состав рабочей смеси (коэффициент избытка воздуха α) влияет на скорость сгорания и количество выделяющегося тепла, что отражается на изменении давления и температуры газов в цилиндре двигателя.

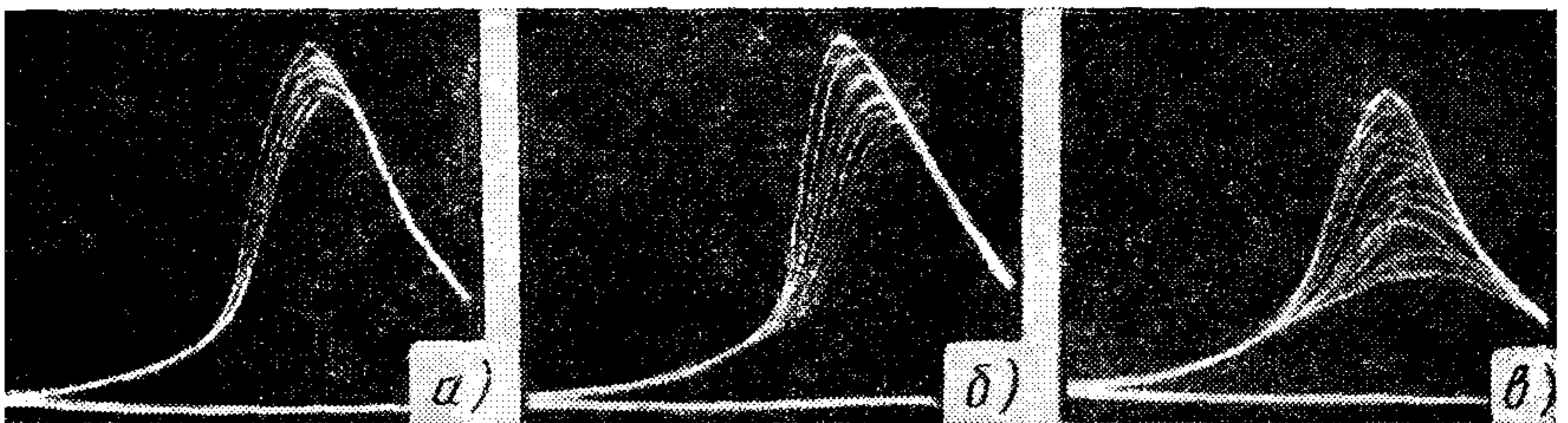


Рис. 57 Влияние состава смеси на характер индикаторных диаграмм карбюраторного двигателя, полученных для ряда последовательных циклов:

$$a - \alpha = 0,87, \quad б - \alpha = 0,98, \quad в - \alpha = 1,14$$

На рис. 57 для примера приведены совмещенные индикаторные диаграммы ряда последовательных циклов, полученные при различных составах смеси и оптимальных углах φ_3 , соответствующих в каждом случае максимальной мощности двигателя. Минимальные значения φ_3 , θ_1 , θ_{11} и максимальные p , достигаются при $\alpha = 0,85 \div 0,9$, при котором наблюдаются наибольшие скорости распространения пламени и интенсивности тепловыделения, а следовательно, и наибольшая мощность, развиваемая двигателем. Такой состав смеси называют *мощным*. При $\alpha > 0,9$ возрастает длительность начальной фазы θ_1 , что вызывает необходимость увеличивать угол φ_3 .

Длительность основной фазы θ_{II} изменяется незначительно, хотя максимальные давления p_z снижаются в связи с меньшим энерго-содержанием смеси, а соответственно уменьшаются значения $dp/d\phi$.

При обеднении смеси свыше некоторых пределов, зависящих от конструктивных особенностей двигателя, его нагрузки и степени сжатия, сгорание в последовательных рабочих циклах начинает развиваться неодинаково: в одних циклах еще достаточно быстро, в других — очень замедленно (рис. 57, б и в). Подобное неидентичное протекание сгорания в отдельных циклах, связанное с ухудшением условий воспламенения искрой обедненных смесей и распространения пламени, приводит к тому, что, начиная с некоторых значений α , средняя эффективность рабочего процесса, отнесенная ко всей совокупности последовательных циклов, падает, и работа двигателя делается неустойчивой.

Состав смеси, соответствующий минимальному эффективному удельному расходу топлива на данном режиме работы двигателя, называется *экономичным*. В современных автомобильных двигателях со степенью сжатия около 8 при открытии дроссельной заслонки, близком к полному, значения $\alpha_{эв}$ при экономичном составе смеси обычно колеблются в пределах 1,15—1,2.

Нагрузка. По мере уменьшения мощности двигателя путем дросселирования снижаются начальные и конечные давления сжатия и увеличивается степень разбавления рабочей смеси остаточными газами. Это в первую очередь приводит к существенному ухудшению условий воспламенения смеси искрой и развития в ней начального очага горения. Соответственно возрастает длительность начальной фазы θ_I , и процесс сгорания делается менее устойчивым — увеличивается его невоспроизводимость в отдельных циклах. В какой-то мере помогает обогащение смеси до получения значений α (0,8 ÷ 0,85), при которых происходит более надежное ее воспламенение искрой. Но и в этом случае обычно не удается избежать растягивания сгорания на значительную часть такта расширения и обеспечить бесперебойность зажигания при больших углах опережения, когда давления сжатия еще очень малы.

Неудовлетворительное протекание сгорания на режимах малых нагрузок и необходимость при этом обогащения смеси являются одним из главных недостатков бензиновых двигателей с искровым зажиганием, приводящим к непроизводительному перерасходу топлива и к выбрасыванию в атмосферу с отработавшими газами значительных количеств окиси углерода CO и неполностью сгоревших углеводородов C_xH_y .

Степень сжатия. С увеличением степени сжатия ϵ повышаются давления и температуры рабочей смеси к моменту подачи искры и уменьшается концентрация остаточных газов. При этом создаются более благоприятные условия для воспламенения смеси искрой, сокращается длительность начальной фазы сгорания; расширяются пределы возможного обеднения смеси.

Большие давления и температуры сжатой смеси способствуют также повышению скоростей сгорания в основной фазе, но в то же

время при больших ε увеличивается отношение поверхности камеры сгорания к ее объему, вследствие чего возрастает относительное количество смеси, заключенной в пристеночных слоях и в вытеснителях, т. е. увеличивается доля смеси, догорающей в третьей фазе. Все вместе взятое приводит к тому, что в двигателях с высокими ε уменьшаются оптимальные (соответствующие максимальной мощности) углы опережения зажигания, сокращается продолжительность сгорания до момента, при котором достигается максимум давления

(точка p_{\max} приближается к в. м. т.), но одновременно с этим понижается коэффициент активного тепловыделения в точках p_{\max} и T_{\max} , возрастает относительное значение процессов догорания в третьей фазе.

Частота вращения. С возрастанием частоты вращения коленчатого вала двигателя сокращается время, отводимое на развитие процесса сгорания, и одновременно увеличивается интенсивность турбулизации рабочего заряда. В связи с этим, как уже отмечалось, скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания возрастает примерно пропорционально частоте вращения, а длительность основной фазы θ_{II} , выраженная в градусах поворота коленчатого вала, как правило, остается неизменной. Длительность начальной фазы сгорания θ_I с ростом частоты вращения увеличивается.

Если при неизменном составе смеси повышать частоту вращения n , сохраняя угол φ_3 постоянным, то будет наблюдаться все более позднее развитие процесса сгорания по циклу (рис. 58, а). При соответствующем увеличении угла φ_3 можно добиться того, что линии повышения давления в основной фазе сгорания при разных значениях n практически будут совпадать (рис. 58, б). С ростом частоты вращения несколько увеличивается длительность фазы догорания θ_{III} , но связанное с этим некоторое снижение эффективности тепловыделения компенсируется уменьшением теплоотдачи в стенки из-за сокращения времени нахождения в цилиндре газов с высокими температурами.

Форма камеры сгорания. Турбулизация рабочего заряда в цилиндре, вызванная поступлением в него смеси через сравнительно узкие проходные сечения газораспределительных органов (клапаны, впускные патрубки), может быть дополнительно усилена за счет

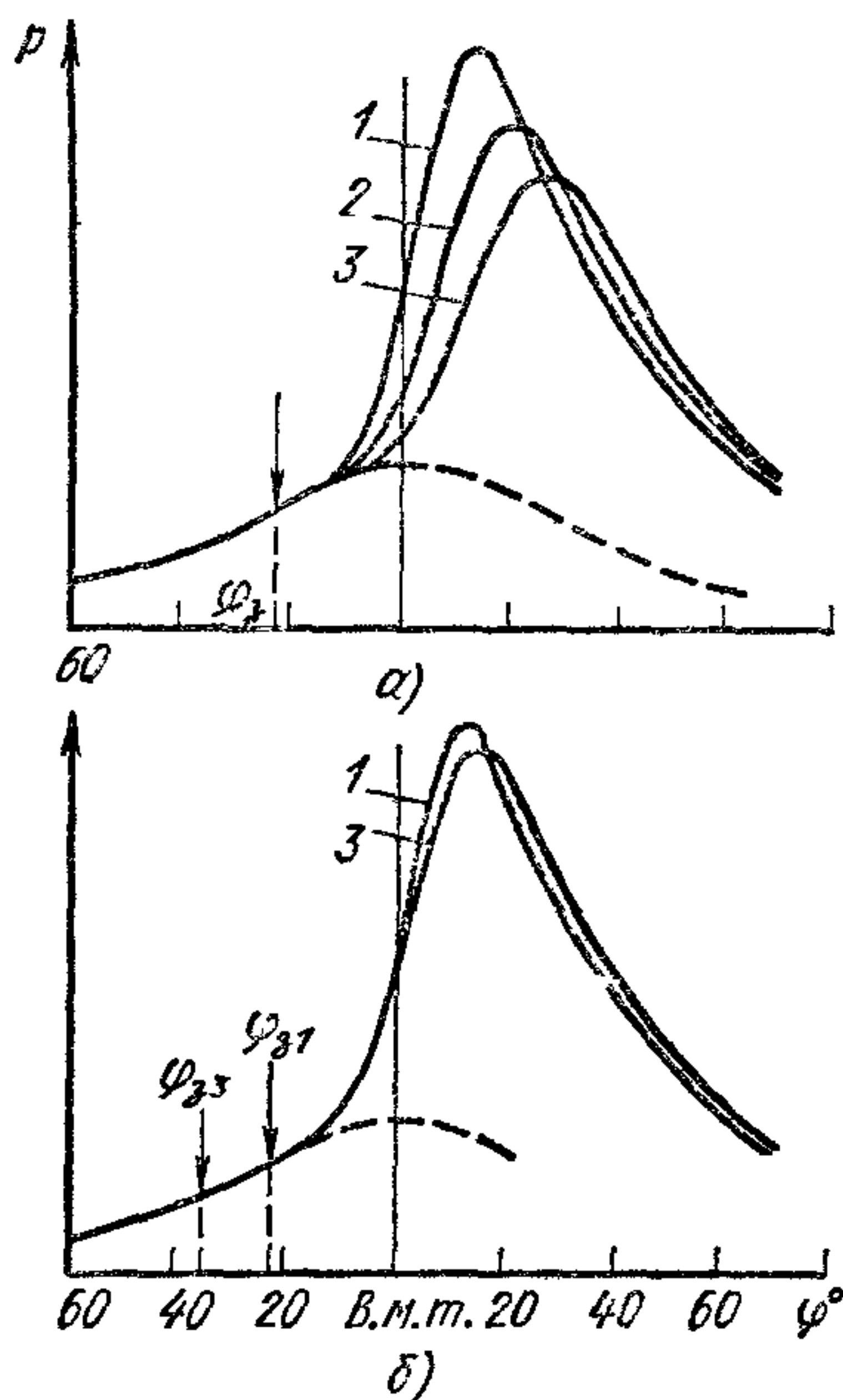


Рис. 58. Влияние частоты вращения n на характер индикаторных диаграмм:

1 — $n = 1000$ об/мин, 2 — $n = 2000$ об/мин; 3 — $n = 3000$ об/мин

перетекания смеси из цилиндра в камеру сгорания в конце такта сжатия. Это достигается приданием камерам сгорания соответствующей формы, при которой в некоторой части камер образуются сравнительно узкие зазоры между нижней поверхностью головки цилиндров и днищем поршня — вытеснители (см. рис. 82).

Вытеснители обычно располагают так, чтобы создать дополнительное завихрение заряда в тех зонах, до которых фронт пламени от свечи доходит в последнюю очередь. Этим достигается ускоренное догорание смеси. Свечу располагают так, чтобы не создавалась вблизи ее излишне высокая турбулентизация и одновременно обеспечивалась хорошая очистка зоны свечи от остаточных газов, направляя на нее часть потока смеси, поступающей через впускной клапан.

Чем ближе к центру камеры сгорания установлена свеча, тем короче путь, проходимый фронтом пламени до наиболее удаленных точек. При центральном расположении свечи достигается наибольшая поверхность фронта пламени, в результате чего скорость тепловыделения, а соответственно и скорость нарастания давления оказываются выше, чем при боковом расположении свечи. Необходимо, однако, учитывать, что это относится лишь к камерам сгорания, имеющим симметричную форму. Создание вытеснителей может больше влиять на скорость сгорания, чем местоположение свечи.

Однако при большой площади вытеснителей относительная доля интенсивно охлаждаемой несгоревшей смеси, заключенной в узких зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня, оказывается довольно значительной, что может привести к заметному снижению коэффициента активного тепловыделения в точке p_{\max} , а следовательно, к уменьшению полезной работы цикла. В связи с этим площадь вытеснителей обычно не превышает 30—40% площади поршня.

К числу основных мероприятий, используемых для улучшения процесса сгорания в двигателях легкого топлива и снижения их токсичности, относятся следующие:

1. Интенсификация искрового зажигания путем применения транзисторных или тиристорных схем, что позволяет несколько расширить пределы эффективного обеднения смеси при работе на малых нагрузках и на переходных режимах, снижает расход топлива и выбросы CO и C_xH_y .

2. Создание в цилиндрах завихрения рабочего заряда применением конструкций впускных патрубков, обеспечивающих тангенциальное или спиральное направление движения смеси, что сокращает длительность сгорания и улучшает степень воспроизводимости последовательных циклов.

3. Расслоение рабочего заряда так, чтобы в зоне свечи концентрировалась обогащенная смесь, а по мере удаления от свечи она обеднялась. Это достигается путем впрыска бензина в камеру сгорания в конце такта сжатия при соответствующим образом организованном воздушном вихре. Такой же эффект можно получить применением отдельного впуска в цилиндр обогащенной и обедненной смеси (вплоть до чистого воздуха). Однако в однополостных камерах

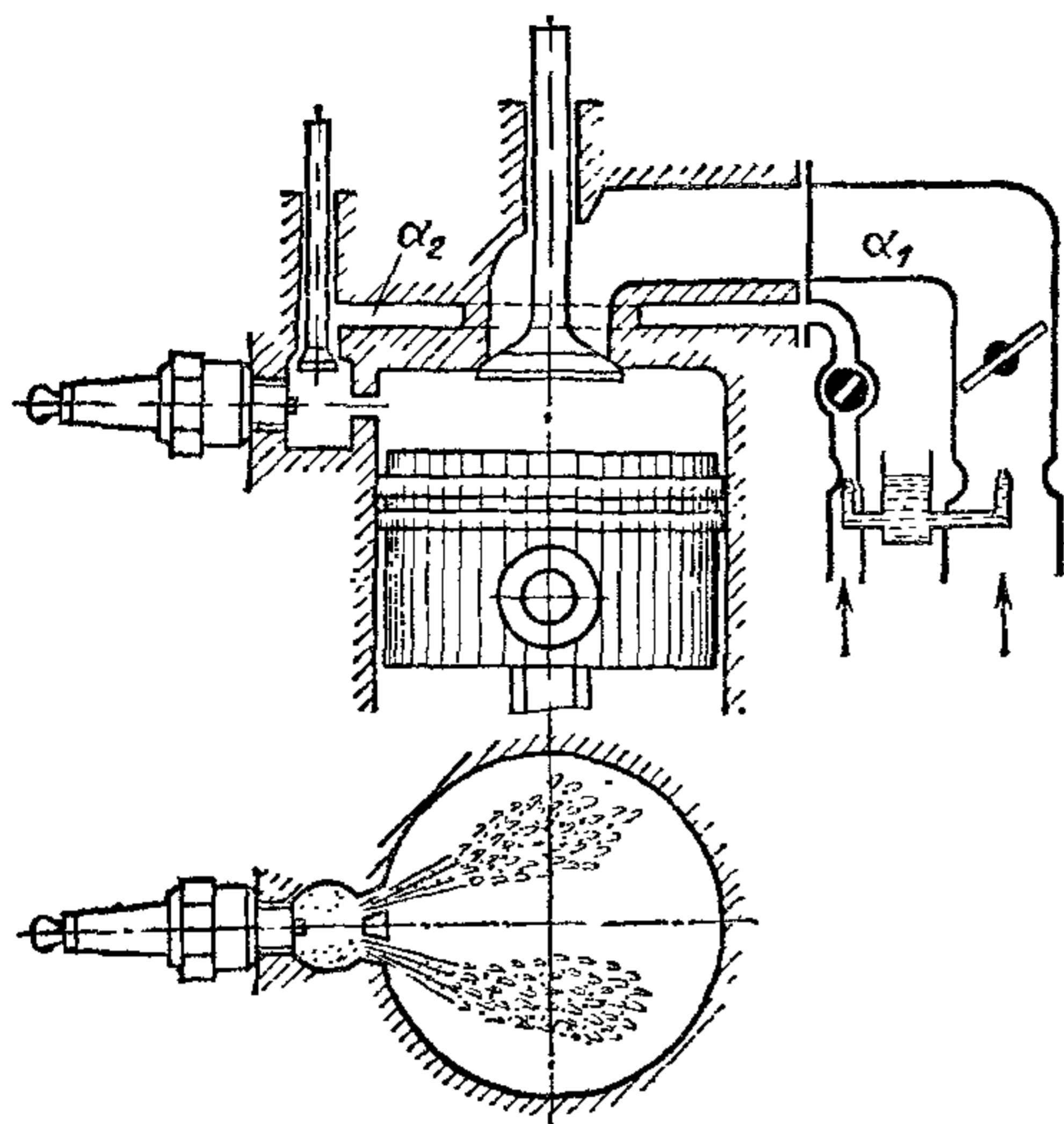


Рис. 59. Схема устройства карбюраторного двигателя с форкамерно-факельным зажиганием

использование на частичных нагрузках сильно обедненных смесей ($\alpha_1 \geq 1,5$). При этом на основных эксплуатационных режимах в отработавших газах содержание СО составляет доли процента и существенно снижается образование при сгорании NO_x . Однако на самых малых нагрузках и холостом ходу увеличивается количество C_xH_y в отработавших газах.

§ 4. Основные нарушения нормального сгорания в двигателях с искровым зажиганием

Детонация. Внешне детонация проявляется в возникновении при работе двигателя на больших нагрузках звонких металлических стуков, являющихся результатом многократных периодических отражений от стенок камеры сгорания образующихся в газах ударных волн. При этом в конце сгорания регистрируются вибрации давления в виде ряда постепенно затухающих острых пиков, наблюдаемых на индикаторных диаграммах (рис. 60). Частота этих вибраций давления равна основной частоте слышимых стуков. Она зависит от скоростей распространения ударных волн и проходимого пути между последовательными отражениями от стенок, определяемого размерами цилиндра (в основном его диаметром).

При слабой детонации стуки возникают не в каждом рабочем цикле, амплитуда вибраций давления невелика, составляет всего несколько процентов p_z , и средние скорости распространения ударных волн в продуктах сгорания колеблются в пределах 1000—1200 м/с. При диаметре цилиндра 100 мм частота вибраций равна примерно 5000 Гц. При интенсивной детонации сильные стуки с не-

трудно обеспечить оптимальные условия такого расслоения в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов.

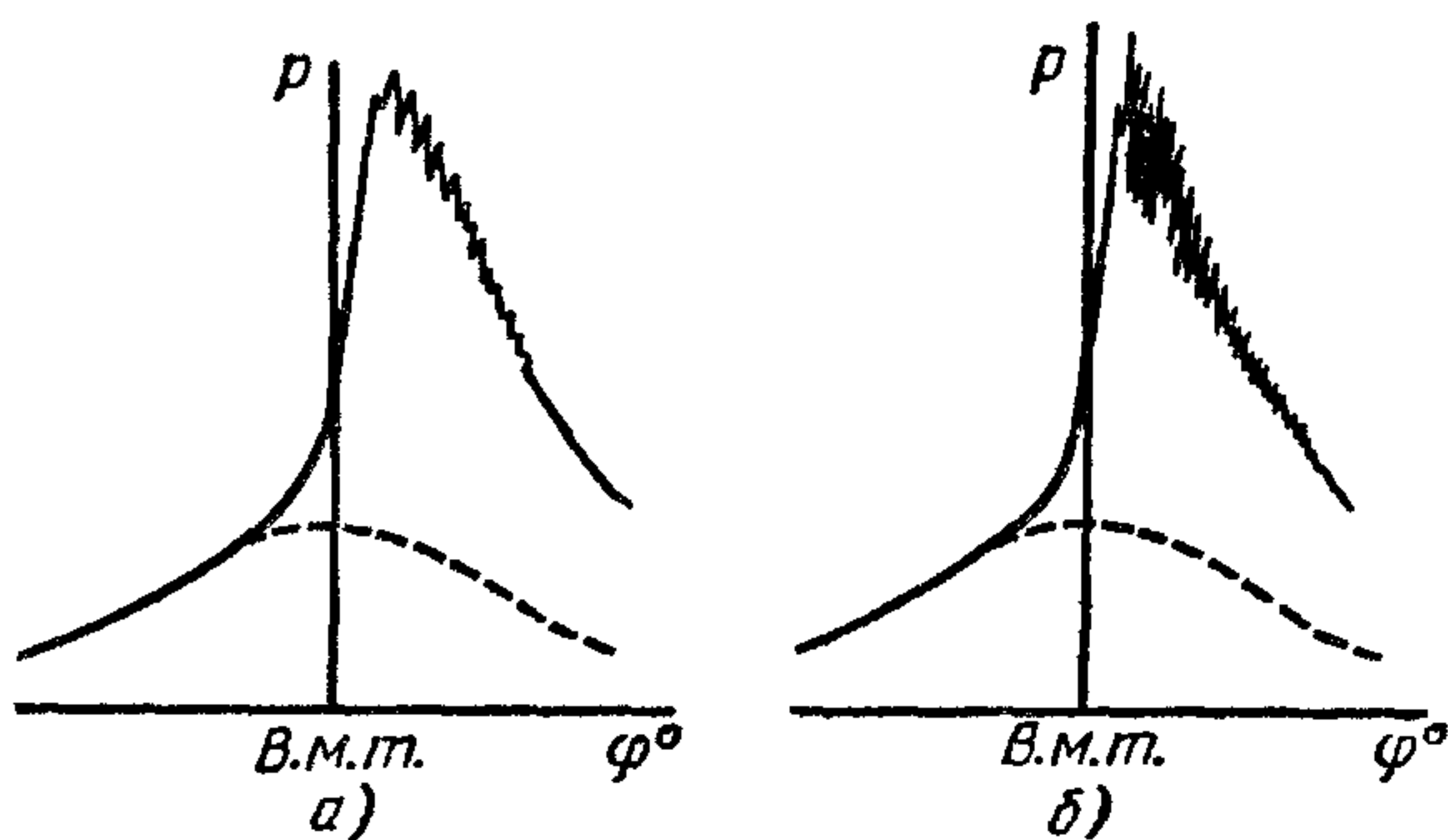
Лучшие результаты достигаются при использовании разделенных камер с форкамерно-факельным зажиганием. В них свеча установлена в небольшого объема предкамере, снабженной дополнительным клапаном, через который осуществляется ее продувка сильно обогащенной смесью α_2 (рис. 59). В основной камере смесь воспламеняется факелами активных пламенных газов, выбрасываемых из сопловых отверстий форкамеры, что обеспечивает эффективное

сколько большей частотой возникают в каждом цикле, при этом мощность двигателя падает и появляется черный дым в отработавших газах.

Длительная работа двигателя с детонацией совершенно недопустима, так как при наличии ударных волн резко возрастает теплоотдача от сгоревших газов в стенки, что может приводить к перегреву двигателя и к разрушению отдельных деталей в камерах сгорания (обгоранию кромок поршней, прокладок между цилиндрами и головкой блока, электродов свечей). Вибрационный характер нагрузки на поршень при наличии детонации может вызывать разрушение антифрикционного слоя в шатунных подшипниках. Усиливается также износ верхней части гильз цилиндров, так как ударные волны разрушают масляную пленку, покрывающую поверхность металла,

Рис 60. Типичные индикаторные диаграммы двигателя с искровым зажиганием при работе с детонацией:

а — слабой, б — сильной



в результате чего возникает сухое трение и одновременно усиливается коррозионный износ под воздействием содержащихся в продуктах сгорания активных веществ, в частности окислов азота.

Детонация вызывается самовоспламенением последней части рабочего заряда, до которой фронт пламени от свечи доходит в последнюю очередь. Последние порции несгоревшей смеси сжимаются до давления p_z и, если это сжатие будет адиабатическим, то их тем-

пература может достигать значения $T'_c = T_a (p_z/p_a)^{\frac{k-1}{k}}$, намного превышающего температуру самовоспламенения даже самых высокооктановых топлив. Так, например, при $T_a = 340$ К, $p_a = 0,085$ МПа, $p_z = 4$ МПа и среднем значении показателя адиабаты несгоревшей смеси $k = 1,34$ ее температура достигает 900 К.

Возникновению детонации способствуют все факторы, увеличивающие скорость развития предпламенной реакции в последней части заряда, а именно:

а) высокая реакционная способность топлива, тем большая, чем ниже октановое число;

б) повышение степени сжатия, вызывающее увеличение давления и температуры последней части заряда. Примерная среднестатистическая зависимость между допускаемыми значениями ϵ , при которых появляется слышимая детонация, и октановыми числами бензина показана на рис. 61;

в) увеличение угла опережения зажигания, при котором максимальное давление p_z достигается при положении поршня ближе к в. м. т. и соответственно возрастают значения p_z и T'_z (см. рис. 91);

г) состав смеси ($\alpha \approx 0,9$), соответствующий наиболее высоким давлениям и температурам сгорания, так же как и наибольшим скоростям развития предпламенных реакций в нагретой сжатой смеси;

д) плохие условия охлаждения последних частей заряда и неудачная конструкция камеры сгорания, способствующая замедленному их догоранию.

Возникновению детонации препятствуют факторы, ускоряющие сгорание последней части заряда во фронте пламени или каким-либо

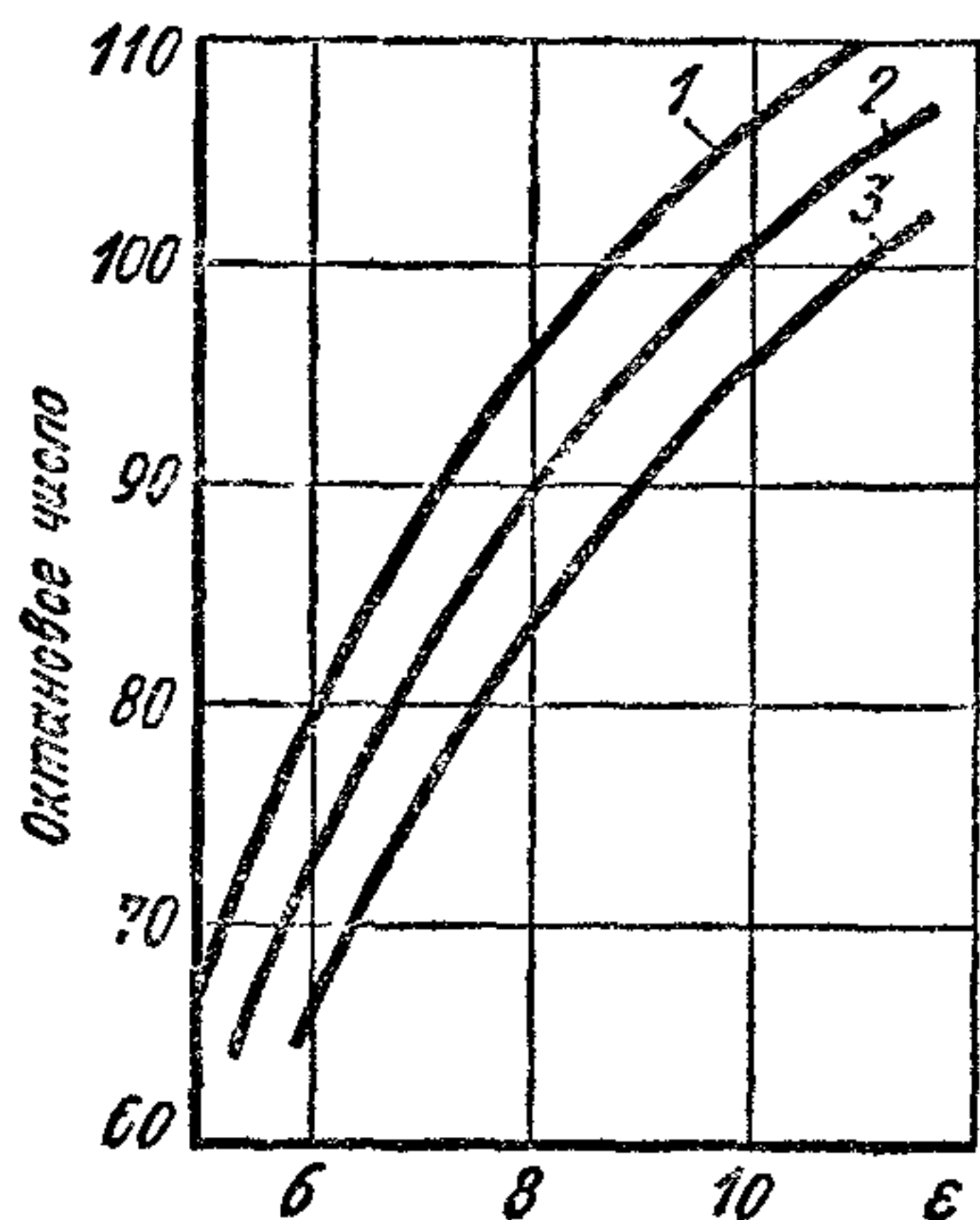


Рис. 61. Средние статистические зависимости требуемых октановых чисел от степени сжатия при различных диаметрах цилиндров:

1 — 120 мм, 2 — 90 мм, 3 — 60 мм

другим путем затрудняющие возникновение в ней взрывного самовоспламенения. К таким факторам относятся: а) усиленная турбулизация рабочего заряда; б) уменьшение пути, проходимого фронтом пламени от свечи до наиболее удаленных точек камеры сгорания; в) наличие в зоне последней части заряда вытеснителей, способствующих лучшему ее охлаждению и затрудняющих возникновение достаточно больших очагов взрывного самовоспламенения, способных вызвать образование ударных волн.

Влияние на детонацию частоты вращения коленчатого вала зависит от свойств используемых бензинов. В случае парафиновых и нефтевых углеводородов, характеризующихся двухстадийным воспламенением и обладающих высокой температурной чувствительностью, склонность двигателя к детонации монотонно снижается с увеличением частоты вращения.

Но в случае современных высокооктановых автомобильных бензинов, отличающихся большим содержанием ароматических углеводородов и соответственно обладающих высокой температурной чувствительностью, склонность двигателей к детонации практически не зависит от частоты вращения (рис. 62).

Склонность двигателей к детонации при одинаковой частоте вращения и тех же общих длительностях сгорания значительно слабее при меньших размерах цилиндров. Это объясняется меньшими объемами остающихся порций несгоревшей смеси, в которых не так вероятно возникновение самовоспламенения взрывного типа.

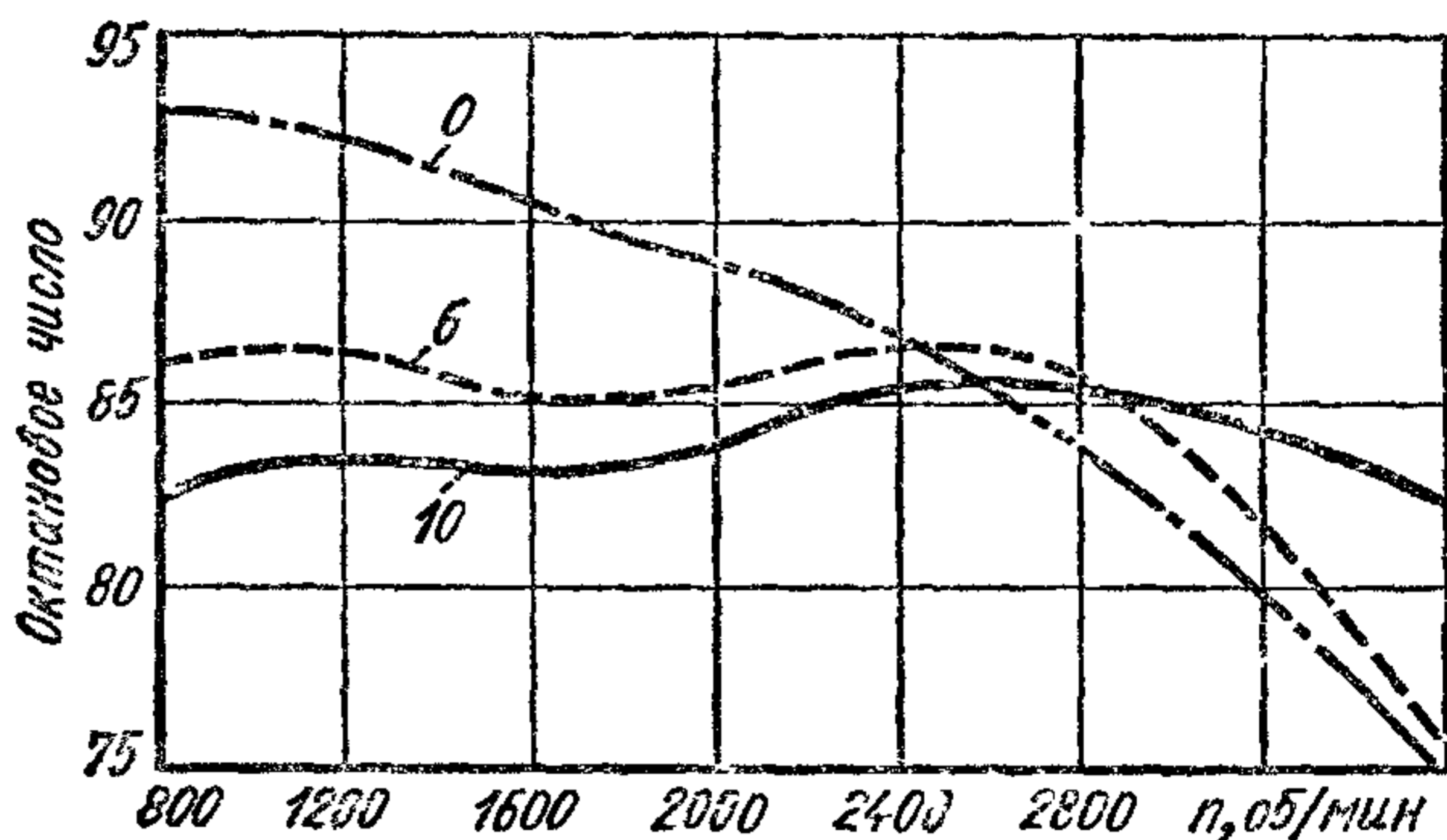
Преждевременное воспламенение. Сильно нагретые детали в камере сгорания двигателя (центральные электроды и изоляторы свечей, тарелки выпускных клапанов), если их температура превышает некоторые пределы (700—800 °С), могут вызвать преждевременное

воспламенение рабочего заряда или так называемое калильное зажигание до момента подачи искры. Источником преждевременного воспламенения могут также служить крупные раскаленные (тлеющие) частицы нагара.

От нагретых поверхностей распространяется фронт пламени, вполне аналогичный фронту пламени от искры свечи, но момент

Рис. 62. Изменения требуемых октановых чисел в зависимости от частоты вращения вала при работе двигателя на бензинах, характеризующихся различной температурной чувствительностью:

цифры кривых — значения температурной чувствительности



воспламенения оказывается при этом неуправляемым. Если калильное зажигание возникает достаточно рано в такте сжатия, то мощность двигателя уменьшается вследствие дополнительной затраты работы на сжатие уже сгоревших газов и увеличения теплоотдачи. Индикаторные диаграммы при этом имеют вид, показанный на рис. 63.

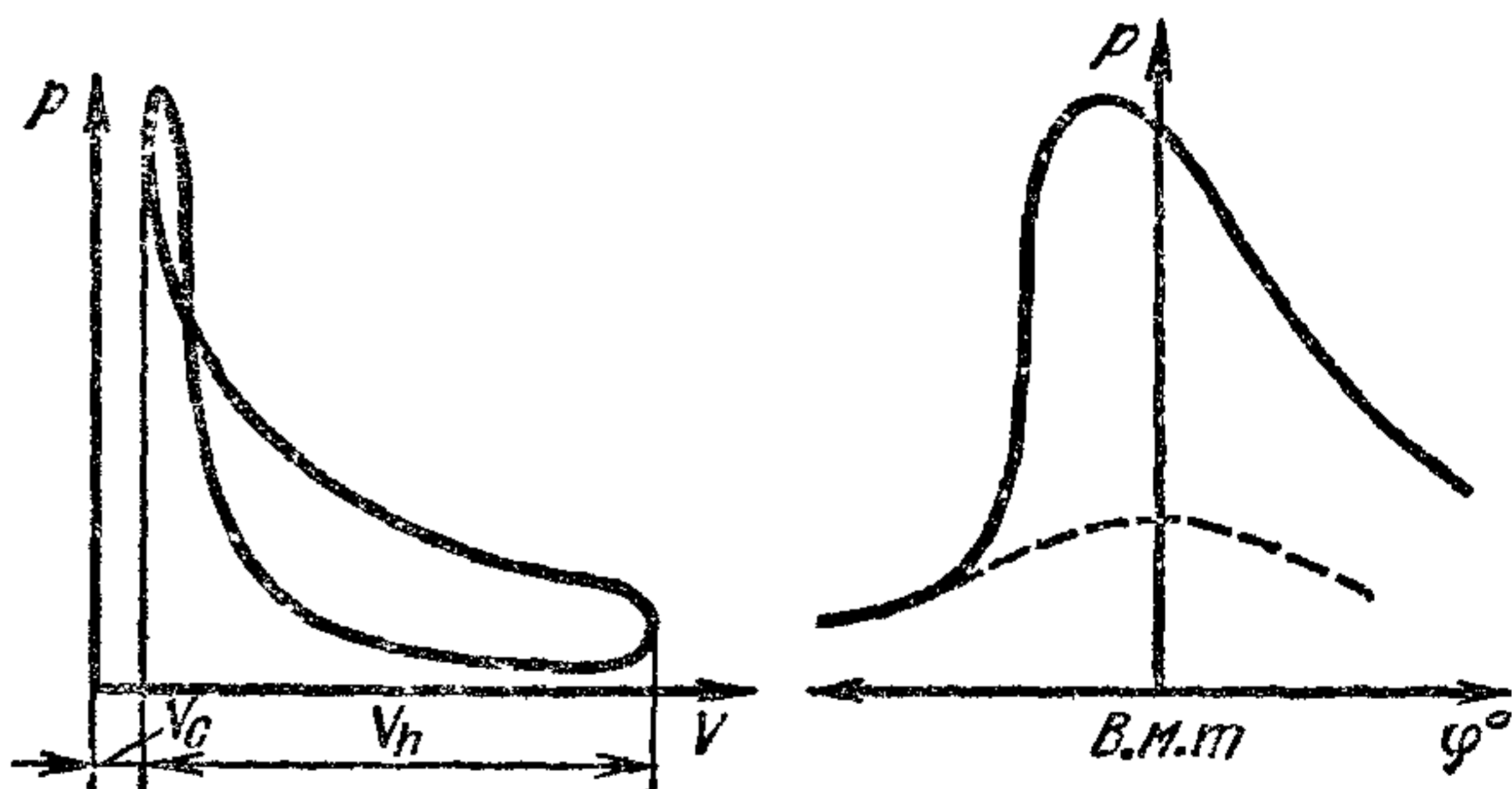


Рис. 63. Индикаторные диаграммы двигателя с искровым зажиганием при наличии преждевременного воспламенения

Преждевременное воспламенение представляет собой наиболее опасный вид нарушения сгорания в двигателях с искровым зажиганием. Оно вызывает очень резкое повышение теплоотдачи в стенку вследствие повышения p_z и T_z , так как уже успевшие сгореть газы дополнительно сжимаются поршнем, и время контакта горячих газов со стенками сильно увеличивается. Это приводит к быстрому самоусилению калильного зажигания, т. е. оно возникает все раньше и раньше в такте сжатия, в результате чего могут прогореть (расплавиться) поршни. Опасность преждевременного воспламенения усугубляется тем, что внешне оно обычно проявляется лишь в виде глухих стуков, которые не всегда удается обнаружить на фоне общего шума при работе на больших нагрузках двигателя. А так как калиль-

ное зажигание обычно возникает лишь в каком-либо одном из цилиндров, то и общее снижение мощности многоцилиндрового двигателя незначительно.

Чаще всего источниками преждевременного воспламенения являются сильно перегретые центральные электроды и юбочки изоляторов свечей. Поэтому свечи необходимо подбирать в строгом соответствии с особенностями двигателя. Они должны обладать достаточно высоким «калильным числом», характеризующим стойкость свечи против перегрева, и в то же время не должны быть чрезмерно «холодными» — температура центральных электродов свечей при работе двигателя на холостом ходу не должна быть ниже 400°C во избежание их осмоления и закоксовывания.

Последующее калильное воспламенение. В автомобильных бензиновых двигателях с высокими степенями сжатия, особенно при работе на топливах с присадками антидетонаторов, в несгоревшей части заряда могут возникать очаги калильного воспламенения уже после того, как началось распространение фронта пламени от искры свечи. Источниками такого воспламенения являются оторвавшиеся от стенок и взвешенные в рабочем заряде раскаленные (тлеющие) частицы нагара, отложившегося в камере сгорания в процессе достаточно длительной работы двигателя на режимах очень малых нагрузок и холостом ходу и отслаивающегося от стенок при увеличении нагрузки.

От таких тлеющих частиц начинают распространяться дополнительные фронты пламени и скорость сгорания в конце основной фазы резко возрастает. Участки индикаторных диаграмм, соответствующих завершению сгорания, имеют вид острых пиков (рис. 64), увеличиваются максимальные давления p_z и особенно значения $dp/d\varphi$, которые могут достигать $1,0 \text{ МПа}/^\circ$, тогда как при нормальном сгорании они составляют $0,2 \text{ МПа}/^\circ$.

Подобное нарушение сгорания в бензиновых двигателях, получившее в зарубежной литературе название «рамбл» (грохот, рокот), характерно для автомобилей с двигателями большого рабочего объема и соответственно с большим запасом мощности, которые в условиях городской езды значительную часть времени работают при очень малых нагрузках.

Воспламенение от сжатия при выключенном зажигании. Подобное воспламенение нередко встречается в современных автомобильных двигателях и выражается в том, что они продолжают иногда в течение довольно длительного времени работать на холостом ходу после

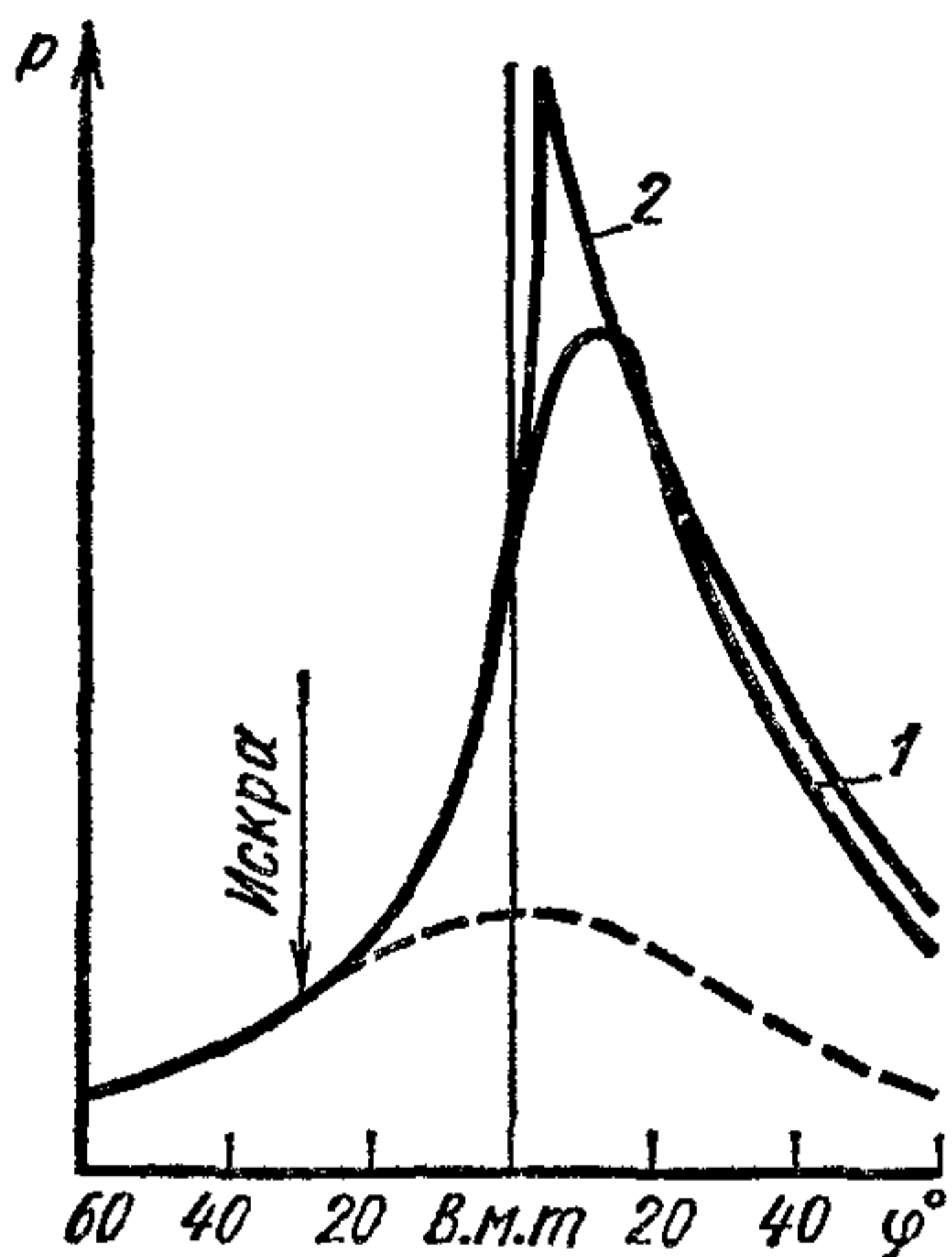


Рис. 64 Совмещенные индикаторные диаграммы двигателя с искровым зажиганием:

- 1 — при нормальном сгорании,
- 2 — при наличии последующего калильного воспламенения

выключения зажигания. Это явление иногда ошибочно объясняют калильным воспламенением, хотя оно не имеет с ним ничего общего.

При достаточно высокой степени сжатия ($\epsilon > 8$) при провертывании коленчатого вала нормально прогретого двигателя с прикрытой дроссельной заслонкой (соответствующей режиму холостого хода) температура горючей смеси в конце процесса сжатия достигает значений, достаточных для того, чтобы успевало произойти самовоспламенение смеси при низкой частоте вращения ($n = 300 \div 400$ об/мин).

Радикальный способ устранения этого явления заключается в том, чтобы одновременно с выключением зажигания автоматически прекращалась подача топлива через систему холостого хода.

§ 5. Сгорание в дизелях

В дизелях топливо впрыскивается в нагретый сжатием воздух, имеющий температуру $450-550^\circ\text{C}$ и давление $3-4$ МПа. При наличии наддува это давление может быть значительно больше и зависит от величины p_k . Подача топлива начинается до в. м. т. и может заканчиваться как до в. м. т., так и после нее.

На рис. 65 представлена типичная диаграмма изменения давления в цилиндре дизеля с однополостной камерой сгорания в функции угла φ . Там же показан характер изменения во времени количества σ поданного в камеру сгорания топлива, скорости его подачи $d\sigma/d\varphi$, средней температуры T газов, коэффициента активного тепловыделения χ и скорости тепловыделения $d\chi/d\varphi$.

Подача топлива начинается в точке 1. Угол между началом впрыскивания топлива и в. м. т. называют *углом опережения впрыска* $\varphi_{\text{вн}}$.

В течение некоторого времени после начала впрыска горение еще не поступает; давление в этот период изменяется из-за продолжающегося сжатия, причем вначале несколько снижается температура, а соответственно и давление сжимаемого воздуха вследствие затраты теплоты на нагревание и испарение поданного топлива. В течение указанного периода развиваются предпламенные реакции, возникают первые очаги самовоспламенения, и давление начинает повышаться в результате выделения теплоты сгорания.

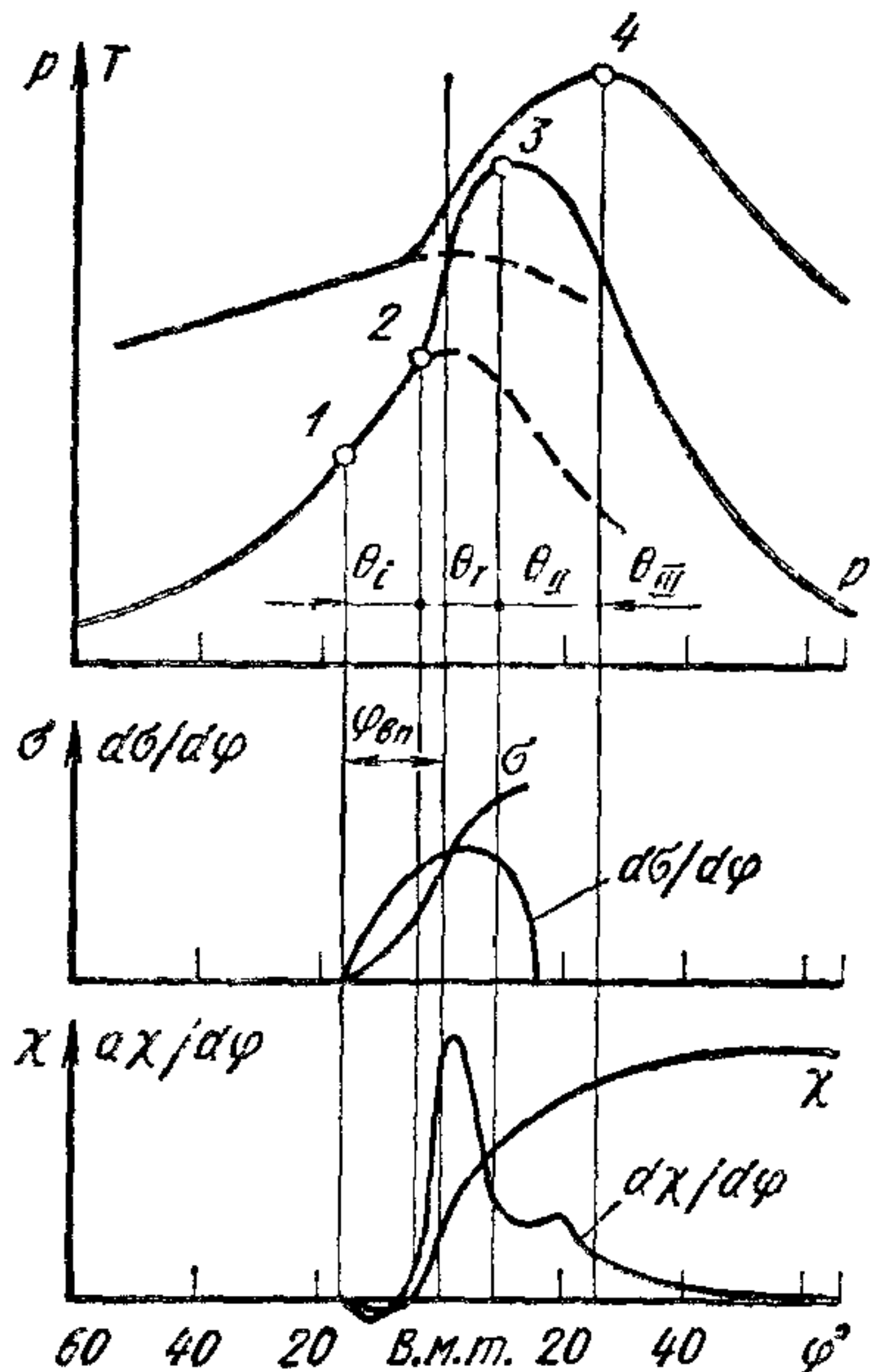


Рис 65 Типичный характер развития процесса сгорания в дизеле

Точку 2, в которой линия повышения давления вследствие сгорания отрывается от линии сжатия при его отсутствии, условно принимают за начало сгорания, а интервал времени θ_2 (в градусах поворота коленчатого вала) между точками 1 и 2 — за период задержки воспламенения или период индукции. В результате сгорания значительной части испарившегося топлива, образовавшего с воздухом за этот период горючую смесь, а также вследствие сгорания продолжающего поступать через форсунку топлива давление и температура на участке 2—3 быстро повышаются.

Период $\tilde{\theta}_1$, называемый фазой быстрого сгорания, — первый период, в течение которого происходит собственно процесс сгорания и который следует за задержкой воспламенения и является как бы подготовительной фазой.

После фазы быстрого сгорания наступает фаза замедленного сгорания, в течение которой давление изменяется незначительно. Скорость сгорания в этой фазе в основном определяется скоростями смешения паров топлива с воздухом. Объем камеры сгорания в течение второй фазы непрерывно увеличивается из-за движения поршня, в связи с чем точка 4, соответствующая максимуму температуры цикла (средней по камере) лежит правее точки 3 максимума давления.

Тепловыделение продолжается и после достижения максимума температуры вследствие наличия догорания. Скорость процесса догорания определяется скоростью диффузии и турбулентного смешения с воздухом остатков находящегося в цилиндре несгоревшего топлива и продуктов его неполного сгорания, образовавшихся в зонах местного переобогащения смеси.

За момент окончания фазы быстрого сгорания θ_1 условно принимают точку максимума давления на индикаторной диаграмме, а за момент окончания второй фазы θ_{II} замедленного сгорания и начало фазы догорания θ_{III} — точку максимума средней температуры цикла. Фаза догорания может составлять значительную часть такта расширения. При неблагоприятных условиях организации процесса сгорания полного тепловыделения вообще не происходит и в отработавших газах содержатся сажа, окись углерода и небольшие количества продуктов разложения жидкого топлива.

Наиболее наглядно проявляются различия скоростей сгорания в отдельных фазах процесса в характере кривой $d\chi/d\phi$. Из рис. 65 видно, что в течение первой фазы сгорания значения $d\chi/d\phi$ сначала резко возрастают, а затем быстро уменьшаются. В конце второй фазы обычно снова наблюдается некоторое увеличение $d\chi/d\phi$, связанное с дополнительной турбулентизацией заряда в начале нисходящего хода поршня (происходит как бы всасывание горящих газов в быстро увеличивающиеся зазоры между головкой цилиндра и кромками поршня). В третьей фазе сгорания скорость тепловыделения непрерывно снижается, причем процесс диффузионного догорания может охватывать значительную часть такта расширения.

Как и в двигателях с искровым зажиганием, максимальная скорость нарастания давления на участке 2—3 индикаторной диаграммы

характеризует «жесткость» процесса сгорания, которая в дизелях, как правило, существенно больше. Работа дизеля считается не очень жесткой, если средние значения $dp/d\varphi$ на участке 2—3 не превышают 0,4—0,5, а максимальные — не более 1,0 МПа/°.

Обычно в случае хорошо организованного рабочего процесса при работе двигателя на полной нагрузке количество теплоты, выделяющейся в течение первой фазы сгорания (до точки максимума давления), составляет примерно $1/3$ от общей располагаемой теплоты сгорания вводимого в цилиндр топлива, и коэффициент активного тепловыделения составляет 0,3. В точке максимума температуры, т. е. к моменту окончания второй фазы сгорания, коэффициент активного тепловыделения достигает 0,7—0,8. Сгорание в третьей фазе характеризуется постепенным замедлением скорости тепловыделения, так как условия догорания топлива делаются все менее благоприятными: уменьшается количество неизрасходованного кислорода, заряд все более разбавляется продуктами сгорания, процесс протекает при увеличении объема и уменьшении температуры и давления. Продолжительность фазы догорания может соответствовать 70—80° угла поворота коленчатого вала от в. м. т. При переносе значительной доли тепловыделения на такт расширения сильно снижается эффективность использования выделяющейся теплоты, уменьшается экономичность двигателя и повышается температура газов на выпуске.

Большое влияние на процесс сгорания в дизелях оказывают способ организации процесса смещения впрыскиваемого топлива с находящимся в камере сгорания сжатым нагретым воздухом и длительность периода задержки воспламенения.

Максимальные давления сгорания и значения $dp/d\varphi$ оказываются тем большими, чем большее количество топлива участвует в сгорании в течение первой фазы. Это количество топлива определяется длительностью задержки воспламенения и законом подачи, т. е. общей длительностью впрыска и характером изменения количества подаваемого топлива по углу φ , а также интенсивностью испарения и смещения впрыснутого топлива с воздухом.

При большой длительности периода задержки возрастает количество введенного топлива к моменту его воспламенения, и одновременно улучшается однородность топливовоздушной смеси и степень ее химической «подготовки» к самовоспламенению взрывного типа, сходному с детонацией в двигателях с искровым зажиганием. Поэтому при больших задержках воспламенения, особенно в случае использования легко испаряющихся топлив, например при работе дизелей на бензине, процесс воспламенения нередко сопровождается возникновением ударных волн, вызывающих вибрации давления (рис. 66).

На продолжительность задержки воспламенения влияет ряд факторов, а именно: а) химические свойства топлива — его воспламеняемость, оцениваемая цетановым числом; б) температура и давление сжатого воздуха в цилиндре в момент начала впрыска топлива; в) мелкость распыливания топлива; г) характер вихревого движения заряда; д) наличие в камере сгорания нагретых поверхностей.

Топливо, поступающее в камеру после того, как уже началось горение (в течение первой и начале второй фаз), в основном воспламеняется в результате смешения паров топлива с горячими продуктами сгорания и еще горячими газами. При этом необходимо, чтобы одновременно пары топлива смешивались также с достаточным количеством воздуха. Это достигается соответствующим сочетанием вихревого движения воздушного заряда с направлениями струй впрыскиваемого топлива. Например, создается вращательное (тангенциальное) движение воздуха, в то время как топливные струи I направлены радиально (рис. 67).

Очаги самовоспламенения возникают в наружных оболочках топливных струй со стороны, противоположной набегающему воз-

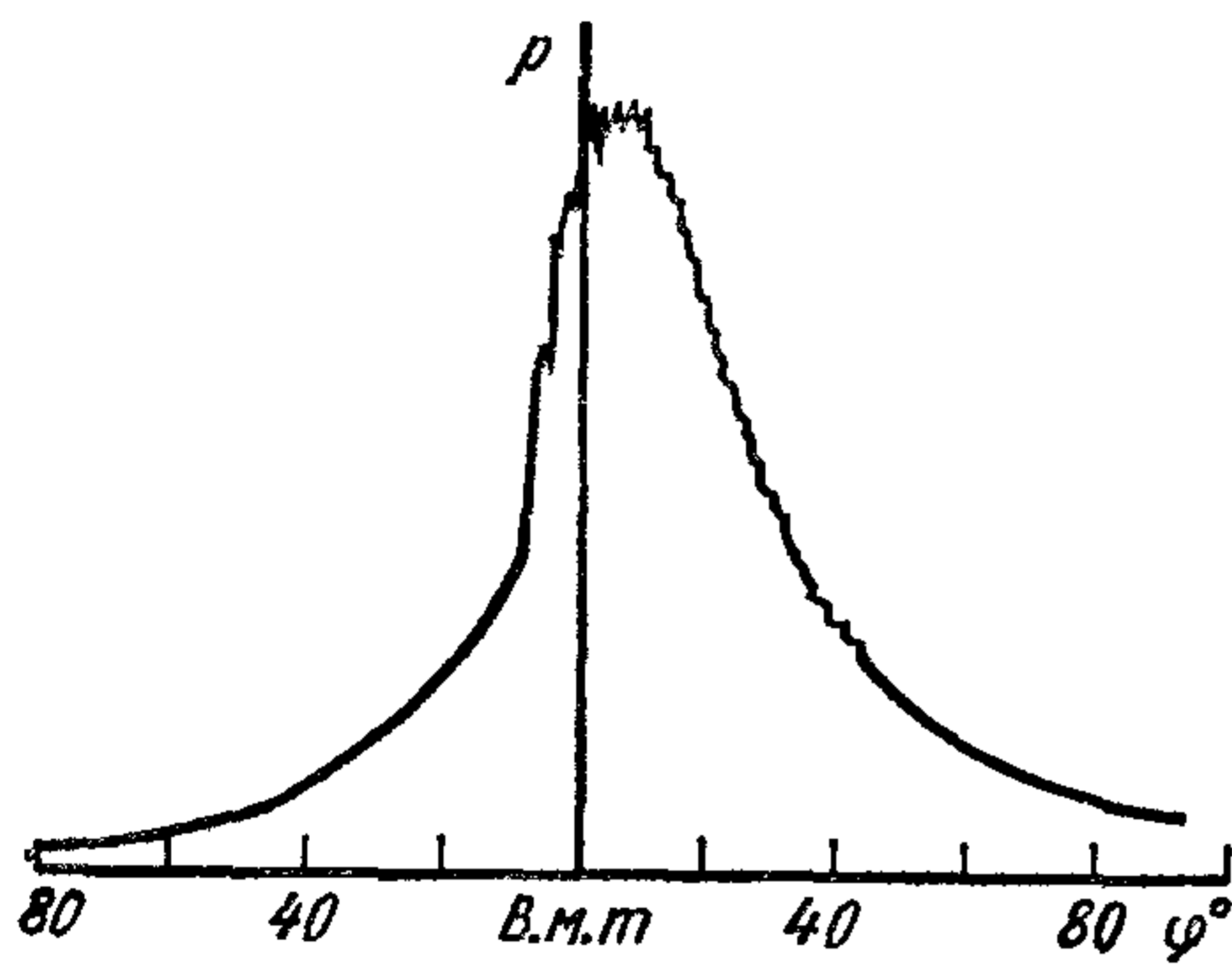


Рис. 66. Индикаторная диаграмма дизеля с резко выраженными вибрациями давления в процессе сгорания при работе на бензине

душному потоку, где концентрация паров топлива выше. Затем пламя распространяется по поверхности топливных факелов также преимущественно с задней их стороны. При этом продукты сгорания сносятся воздушным потоком, и последующие капли впрыскиваемого топлива снова встречают на своем пути чистый нагретый воздух. Испаряясь, они образуют горючую смесь, которая воспламеняется в результате контакта с уже горячей смесью, т. е. около каждой из топливных струй возникают как бы фронты стационарного

пламени, в которые с одной стороны непрерывно поступает вновь образующаяся горючая смесь, а с другой — вытекают продукты сгорания (как показано стрелками на рис. 67, б).

Существуют и другие способы организации процессов смесеобразования в дизелях, обеспечивающие хорошую полноту сгорания при умеренных значениях $dp/d\varphi$, которые будут рассмотрены ниже.

Процесс сгорания в дизелях наряду с некоторыми недостатками имеет существенные преимущества по сравнению со сгоранием в двигателях с искровым зажиганием.

В связи с тем, что топливо подается в цилиндр в самом конце такта сжатия, полностью устраняется опасность преждевременного воспламенения и практически исключается детонация. Хотя в некоторых случаях процесс воспламенения в дизелях также может быть взрывным и может сопровождаться «стуком», возникающим вследствие появления ударных волн, сходных с детонацией, но при этом отсутствует тенденция их усиления. При повышенном нагреве камер сгорания дизеля, связанном с увеличенной теплоотдачей от горячих газов в стенки при наличии ударных волн, сокращаются задержки воспламенения и стук ослабевает.

Другим важным преимуществом дизелей является возможность практически неограниченного обеднения смеси (если условно рассматривать смесь как состоящую из всего количества поступающего в цилиндры воздуха и топлива). Это позволяет изменять мощность двигателя только путем уменьшения количества топлива, впрыскиваемого за один цикл, без изменения количества воздуха, т. е. применять чисто качественное регулирование мощности вплоть до холостого хода. В отличие от двигателей с искровым зажиганием скорость и полнота сгорания в дизелях по мере уменьшения количества подаваемого за цикл топлива до некоторых пределов, при которых общий коэффициент избытка воздуха $\alpha = 3 \div 3,5$, не только не уменьшается, а, наоборот, возрастает. Это связано с тем, что впрыскиваемое

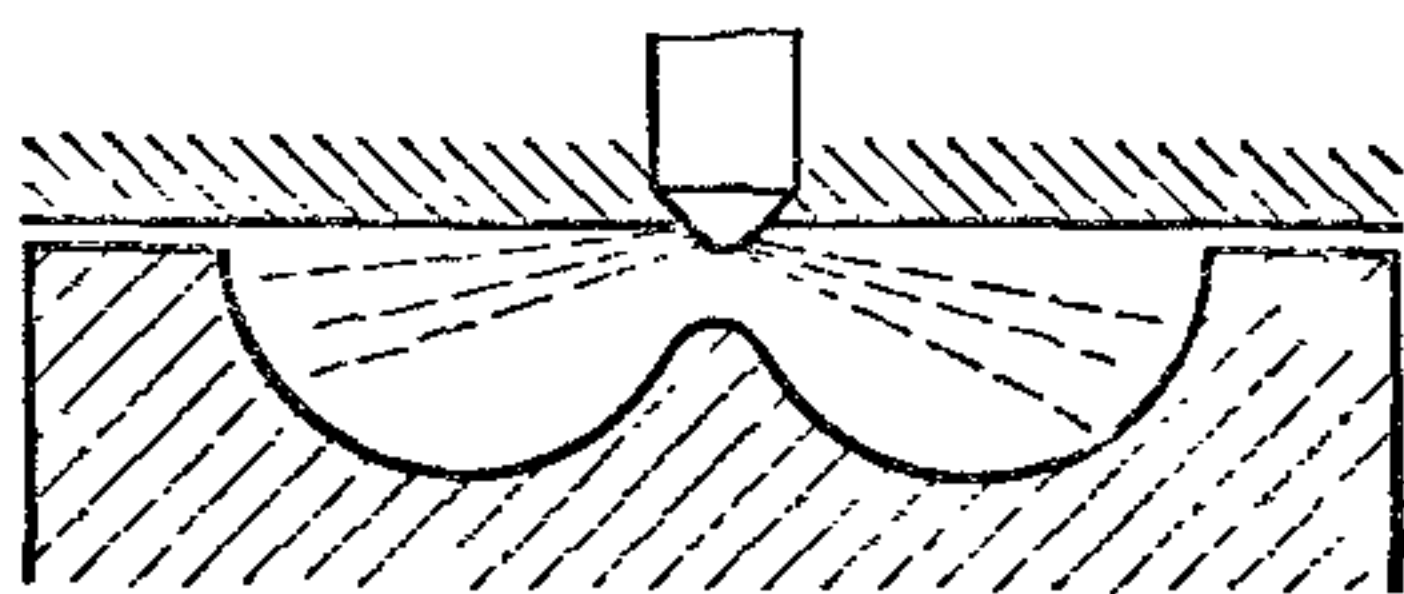
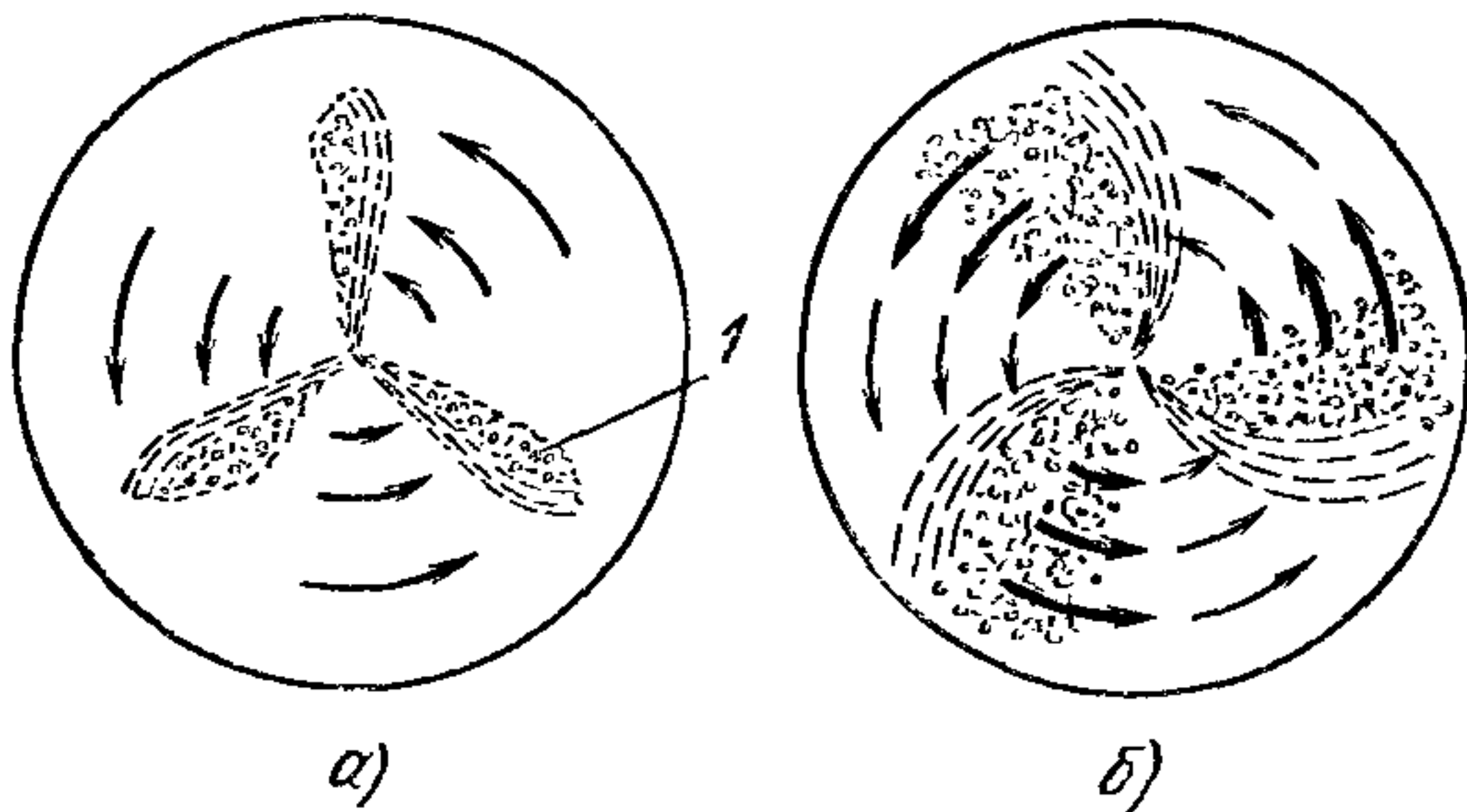


Рис. 67. Схема развития процесса сгорания в однополостной камере при наличии тангенциального движения воздушного заряда:

а — момент возникновения первичных очагов воспламенения в зонах 1, б — последующее развитие сгорания по мере испарения топливных струй



жидкое топливо не успевает равномерно смешаться с находящимся в камере сгорания воздухом, и смесь в зонах горения оказывается значительно более обогащенной.

При малых подачах топлива значительное местное переобогащение смеси в первичных зонах горения отсутствует, в связи с чем относительная доля топлива, сгорающего диффузионным путем, уменьшается. Большая полнота сгорания, а также степень использования на малых нагрузках выделяющейся теплоты (вследствие возрастания действительной степени расширения продуктов сгорания) являются причиной того, что индикаторные удельные расходы топлива в дизелях в отличие от двигателей с искровым зажиганием с уменьшением нагрузки снижаются. С другой стороны, наличие неоднородной смеси является причиной одного из основных недостатков дизелей — невозможности получения достаточно полного и бездымного сгорания при уменьшении $\alpha_{\text{общ}}$ ниже некоторых пределов ($\alpha < 1,35 \div 1,5$), зависящих от конструктивных особенностей дизеля и применяемой топливной аппаратуры. При этом полнота сгорания уменьшается, и в отработавших газах появляется дым (сажа).

В случае дальнейшего увеличения подачи топлива за цикл мощность дизеля не только перестает повышаться, но начинает падать, причем дымление резко усиливается, так как при низком $\alpha_{\text{общ}}$ сильно затрудняется догорание образующейся сажи.

При значительном обеднении смеси ($\alpha_{\text{общ}} > 4$), соответствующем очень малым нагрузкам двигателя, полнота сгорания также обычно несколько уменьшается. Это связано с понижением температурного режима двигателя, а также с некоторым ухудшением качества распыливания, что приводит к возрастанию задержек воспламенения и соответственно к нарушению условий смесеобразования. При больших задержках значительная часть капель топлива успевает испариться и образовать зоны однородной переобедненной смеси, в которых горение сильно замедлено или вообще невозможно.

§ 6. Влияние отдельных факторов на процесс сгорания в дизеле

Свойства топлива. Элементарный и групповой химический состав топлива существенно влияет на продолжительность периода задержки воспламенения.

Чем больше в топливе содержится парафиновых углеводородов, тем выше его цетановое число, а соответственно короче период задержки и мягче работа двигателя.

На рис. 68 приведены три совмещенные индикаторные диаграммы, полученные при работе дизеля на разных топливах при одинаковом моменте начала впрыска и прочих равных условиях. При работе на парафиновом топливе задержка воспламенения короче, наблюдается более плавное нарастание давления и ниже его максимальное значение, так как большая часть топлива сгорает во второй фазе.

Физические характеристики топлива — его вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость — также влияют на процесс сгорания. Первые два фактора влияют на мелкость

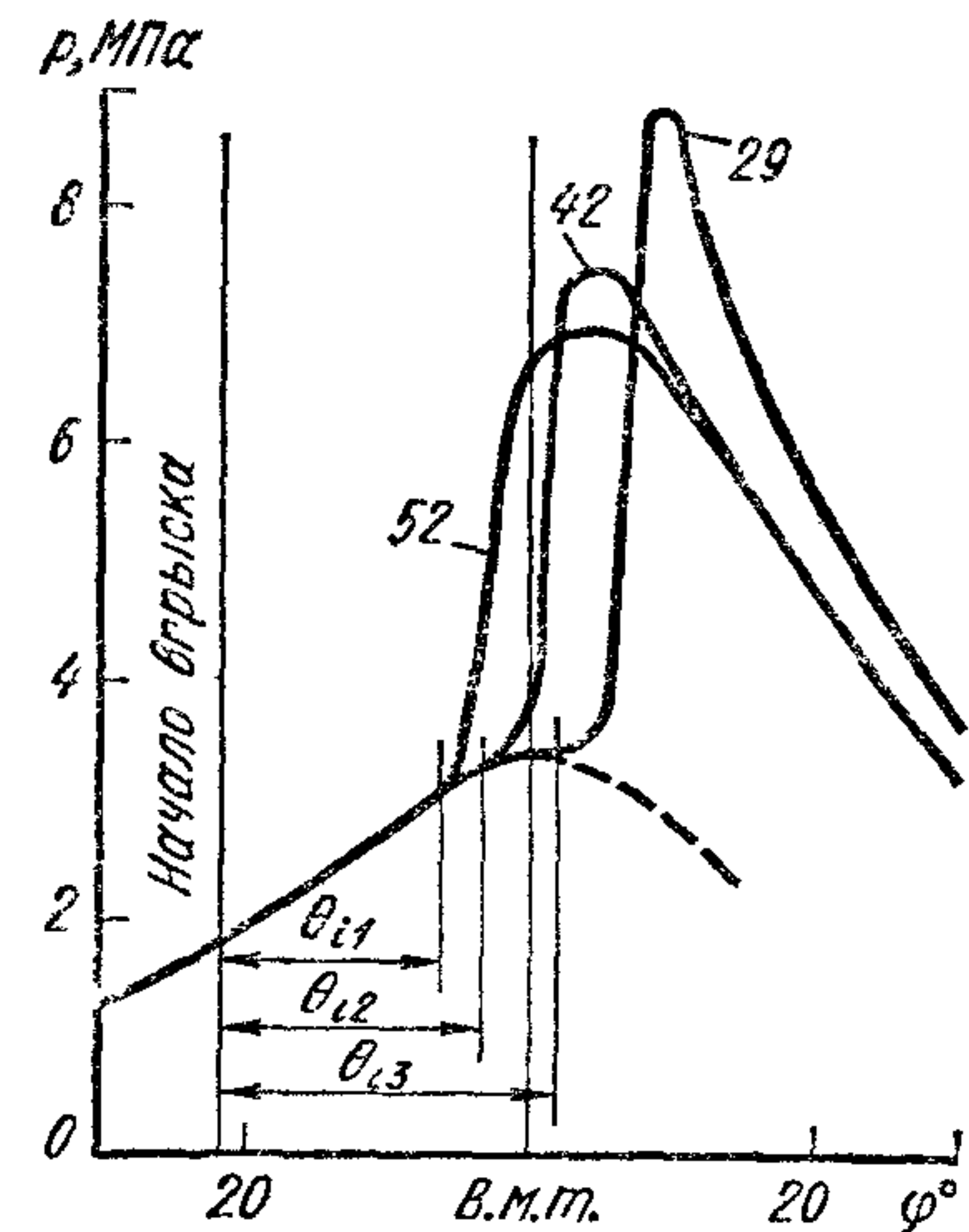


Рис. 68. Влияние изменения длительности задержки воспламенения на характер индикаторной диаграммы дизеля в зависимости от цетанового числа топлива

распыливания, а испаряемость — на скорость образования горючей смеси. Использование более легкого топлива при неизменном его цетановом числе вызывает некоторое сокращение задержек воспламенения при одновременном возрастании максимальных давлений сгорания и значений $dp/d\varphi$. Однако легкие топлива в большинстве случаев обладают худшей воспламеняемостью (меньшим цетановым числом), что приводит к увеличению θ_2 и к еще большему возрастанию значений $dp/d\varphi$ и p_z .

Степень сжатия. С увеличением степени сжатия ϵ повышаются температура и давление воздуха в момент начала впрыска. В результате этого задержки воспламенения сокращаются, снижается скорость нарастания давления, и работа двигателя становится более мягкой. Однако при больших ϵ вследствие более высоких давлений в цилиндре необходимо увеличивать массу деталей кривошипно-шатунного механизма для повышения прочности, что приводит к возрастанию механических потерь.

Угол опережения впрыска топлива. При большом опережении впрыска задержки воспламенения увеличиваются, так как давление и температура воздуха в момент начала впрыска понижаются. Соответственно резко возрастают значения p_z и $dp/d\varphi$ вследствие накопления в камере сгорания к моменту воспламенения большего количества топлива, а также из-за того, что большая часть топлива сгорает вблизи в. м. т. при $V \approx \approx \text{const}$. При малых углах опережения впрыска задержки воспламенения уменьшаются, двигатель работает мягче, но его мощность и полнота сгорания падают, так как большая часть топлива сгорает в процессе расширения (в третьей фазе). На рис. 69 приведены совмещенные индикаторные диаграммы, снятые при различных углах опережения впрыска $\varphi_{вп}$ и неизменной его продолжительности.

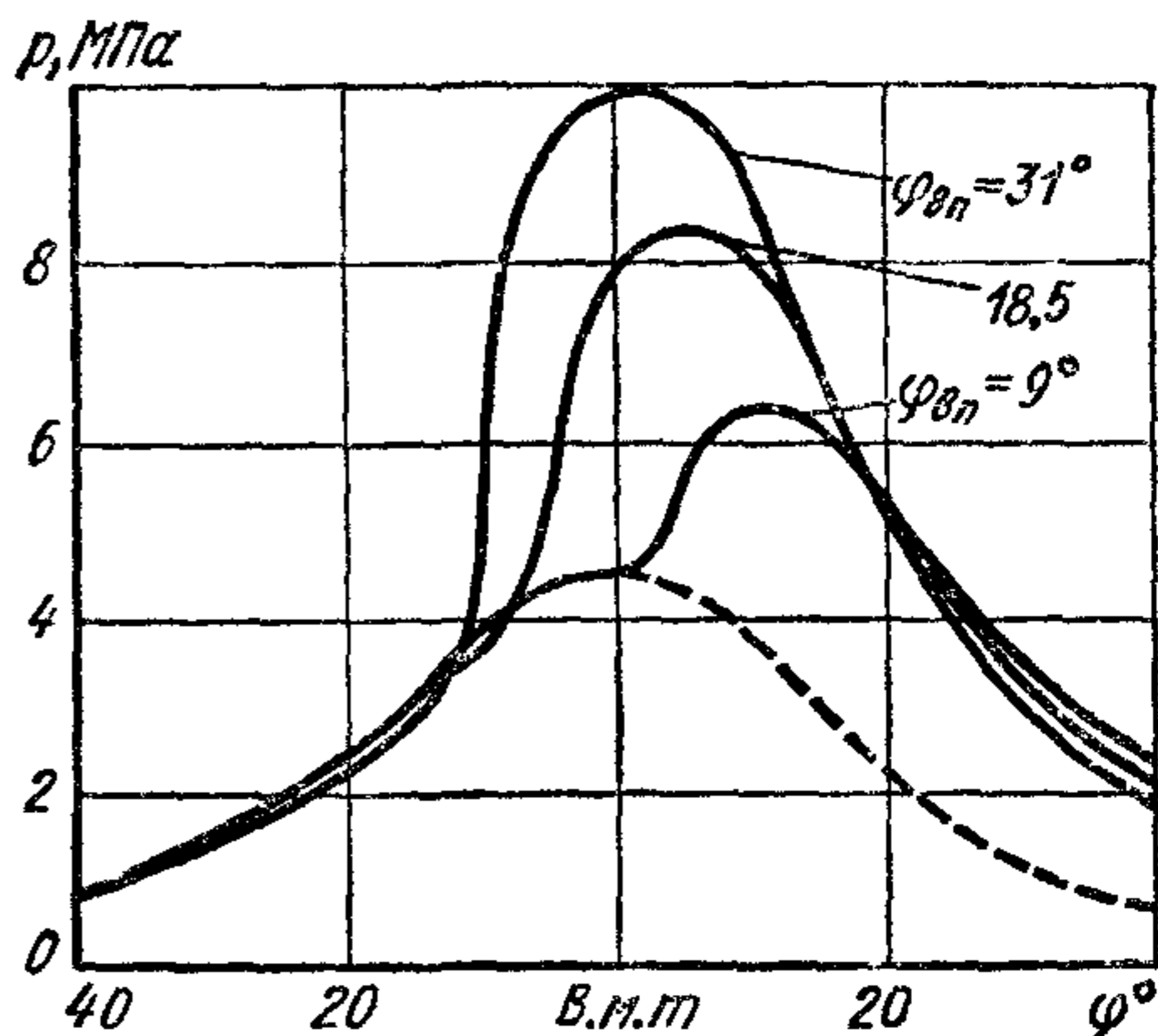


Рис. 69. Индикаторные диаграммы дизеля ЯМЗ-236 при различных углах $\varphi_{вп}$ ($n = 1700$ об/мин; цикловая подача топлива неизменная)

Оптимальные углы $\varphi_{вп}$ зависят от конструкции двигателя, его теплового режима, степени сжатия, давления и температуры воздуха на впуске в цилиндр, характеристик впрыска и частоты вращения коленчатого вала.

Качество распыливания и продолжительность подачи топлива. Мелкость распыливания улучшается с повышением давления впрыска. При мелком распыливании сокращаются задержки воспламенения, но уменьшается дальнобойность топливных струй, что в некоторых случаях может ухудшить распределение топлива в воздушном заряде, а следовательно, и полноту сгорания.

Продолжительность впрыска и закон подачи (характер изменения количества подаваемого топлива по углу φ) существенно влияют на протекание рабочего процесса. С уменьшением продолжительности впрыска при одной и той же цикловой подаче задержка воспламенения остается примерно такой же, но скорость нарастания давления увеличивается, так как к моменту воспламенения в цилиндр подается большее количество топлива, в связи с чем возрастают максимальные давления сгорания и значения $dp/d\varphi$.

Частота вращения. Изменение частоты вращения коленчатого вала влияет на коэффициент наполнения цилиндра (а следовательно, на давление воздуха в конце сжатия), качество распыливания топлива, интенсивность вихревого движения воздуха и тепловое состояние камеры сгорания.

С увеличением частоты вращения абсолютные длительности задержек воспламенения (в миллисекундах) сокращаются, но относительные длительности (в градусах поворота коленчатого вала) возрастают. Поэтому с повышением частоты вращения обычно приходится несколько увеличивать угол опережения впрыска.

При создании дизелей, рассчитанных на работу в широком диапазоне изменения скоростных режимов и нагрузок, а также на использование топлив, обладающих плохой воспламеняемостью, необходимы специальные меры, обеспечивающие высококачественное протекание процессов смесеобразования и сгорания на всех режимах.

§ 7. Термодинамика процесса сгорания в двигателях

Теплота, выделяющаяся при сгорании топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя, расходуется на нагревание рабочего тела и на совершение внешней работы. Часть теплоты отводится в стенки в процессе сгорания и последующего расширения. Необходимо учитывать, что процесс завершения сгорания обычно охватывает значительную часть такта расширения и что некоторое количество выделяющейся теплоты расходуется на диссоциацию молекул продуктов сгорания при высоких температурах, превышающих 2000 К.

При диссоциации трехатомные молекулы CO_2 и H_2O расщепляются на более простые с одновременным образованием некоторого количества атомов O , H и радикалов OH , а также NO . Процесс сопровождается затратой энергии и соответствующим снижением температуры продуктов сгорания, что лишь отчасти компенсируется увеличением числа молей.

В дальнейшем, по мере охлаждения газов в процессе расширения, происходит ассоциация молекул с выделением теплоты и одновременно заканчивается процесс догорания смеси. Однако степень использования такой дополнительной энергии для совершения полезной работы оказывается меньшей, так как степень расширения уменьшается вследствие того, что поршень к этому времени успевает пройти некоторую часть своего рабочего хода.

Как уже отмечалось, наглядные представления о развитии во времени процесса использования теплоты сгорания в двигателях дают характеристики активного тепловыделения, построенные по углу φ (см. рис. 56 и 65). Изменение коэффициента активного тепловыделения χ_x , т. е. доли теплоты, использованной на повышение внутренней энергии рабочего заряда и на совершение внешней работы, в функции текущего объема цилиндра V_x , подсчитанного по уравнению (171), характеризует процессы тепловыделения и теплоотдачи в стенки в течение рабочего хода (рис. 70). Заштрихованная площадь на рис. 70 представляет собой потери, связанные с предварением открытия выпускного клапана.

По мере развития процесса сгорания величина χ_x возрастает, и, если бы отсутствовала теплоотдача в стенки и сгорание было полным, то в некоторый момент, соответствующий завершению сгорания и рекомбинации диссоциированных молекул, значение χ_x составляло бы 100%, т. е. $\chi_x = Q$ (как показано штриховой кривой). Из-за наличия теплоотдачи, а также некоторой неполноты сгорания рабочего заряда в цилиндре, в частности в пристеночных слоях, кривая активного тепловыделения расположена ниже. В некоторой точке она достигает максимума, отвечающего равенству скоростей тепловыделения и теплоотвода, после чего значения χ_x начинают уменьшаться из-за того, что превалирует теплоотдача. Отрезок Δq характеризует общее количество не выделившейся в течение рабочего хода и отданной в стенки теплоты сгорания.

При значениях $\alpha > 1$ $Q = H_u$ (в расчете на 1 кг израсходованного топлива), при $\alpha < 1$ $Q = H_u - (\Delta H_c)_{\text{хим}}$. Теплота, отданная в стенки в конце расширения, мало влияет на общую полезную работу цикла. Основные потери составляет теплота, отданная в начале такта расширения, так как в это время разность температур образовавшихся продуктов сгорания и стенок наибольшая.

Выполнить термодинамический расчет реального рабочего процесса с учетом всей совокупности потерь, связанных с неполнотой и несвоевременностью сгорания, диссоциацией и теплоотдачей в стенки на практике крайне сложно. Поэтому в приближенных практических расчетах пользуются рядом допущений.

В случае карбюраторных двигателей принимается, что сгорание происходит мгновенно при постоянном объеме камеры сжатия V_c , т. е. действительная кривая повышения давления на индикаторной диаграмме в процессе сгорания заменяется изохорой cz (рис. 71). При этом внешней работы газы в период сгорания не совершают, и вся выделяющаяся теплота расходуется только на увеличение их внутренней энергии.

Для дизелей, в которых сгорание сначала развивается быстро, а затем сильно замедляется, сложная кривая изменения давления на индикаторной диаграмме в период сгорания заменяется двумя прямыми: изохорой cz' и изобарой $z'z$ (рис. 72), т. е. рассматривается цикл со смешанным подводом теплоты. При этом в период видимого сгорания (участок $z'z$) совершается работа $l_{cz} = p_z (V_z - V_c)$.

В любом случае (сгорание при $V = \text{const}$ и по смешанному циклу) общие потери теплоты сгорания вследствие его неполноты и несвое-

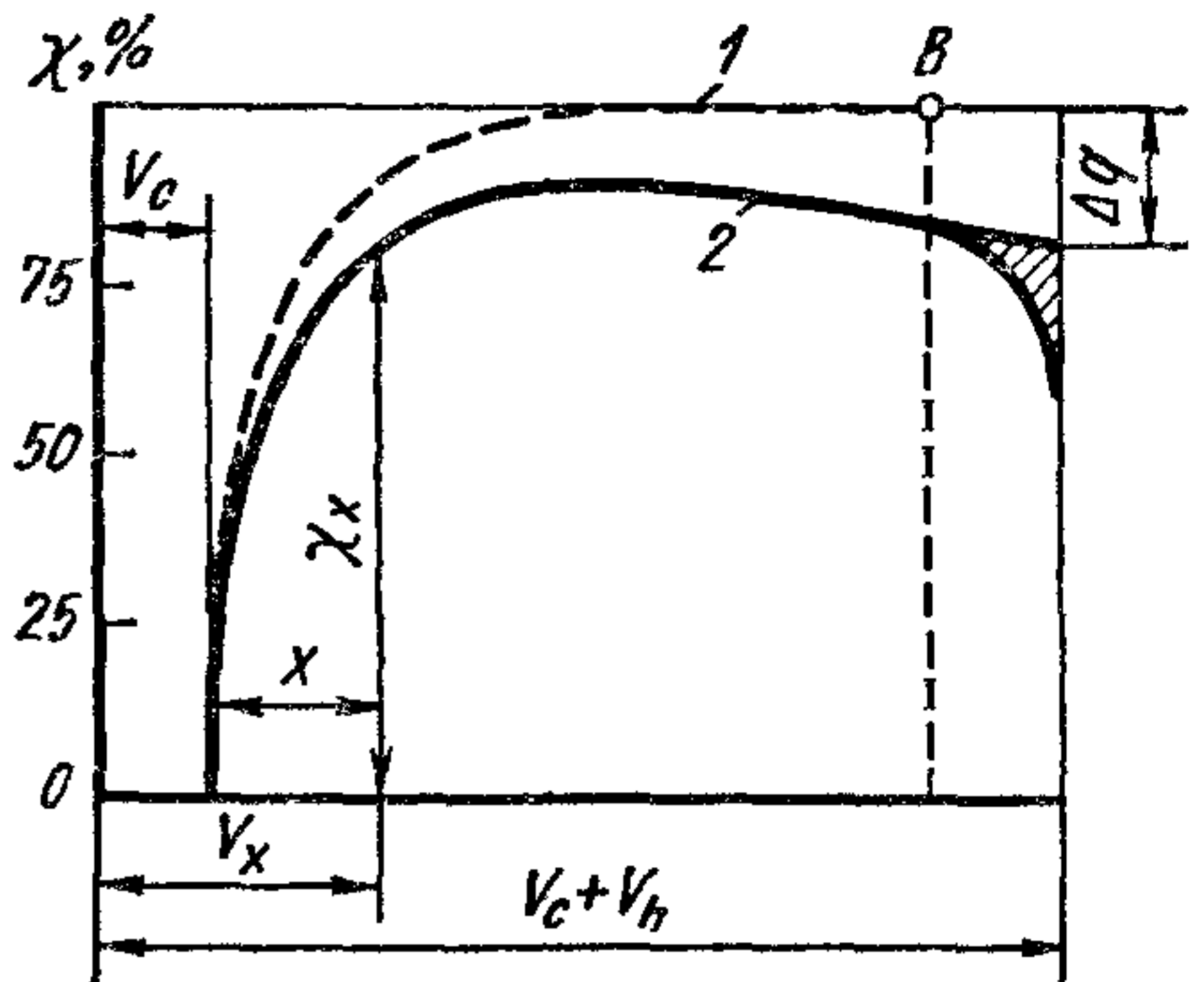


Рис. 70. Примерный характер изменения коэффициента χ в бензиновом двигателе при $\alpha \geq 1$:

1 — тепловыделение без отдачи теплоты в стенки; 2 — активное тепловыделение; B — начало открытия выпускного клапана

временности, а также из-за диссоциации и теплоотдачи в стенки учитываются коэффициентом использования теплоты сгорания ξ , определяемым опытным путем. При этом для 1 кг топлива согласно первому началу термодинамики имеем

$$\xi_z H_u = U_z - U_c + l_{z'z}. \quad (172)$$

В случае цикла со смешанным подводом теплоты можно записать это выражение в развернутом виде, используя введенные ранее обозначения:

$$\xi_z H_u = (M_2 + M_r) U_z'' - M_1 U_c - M_r U_c'' + l_{z'z},$$

где U_z'' и U_c'' — внутренняя энергия 1 кмоль продуктов сгорания соответственно при температуре в точках z и c ; U_c — внутренняя

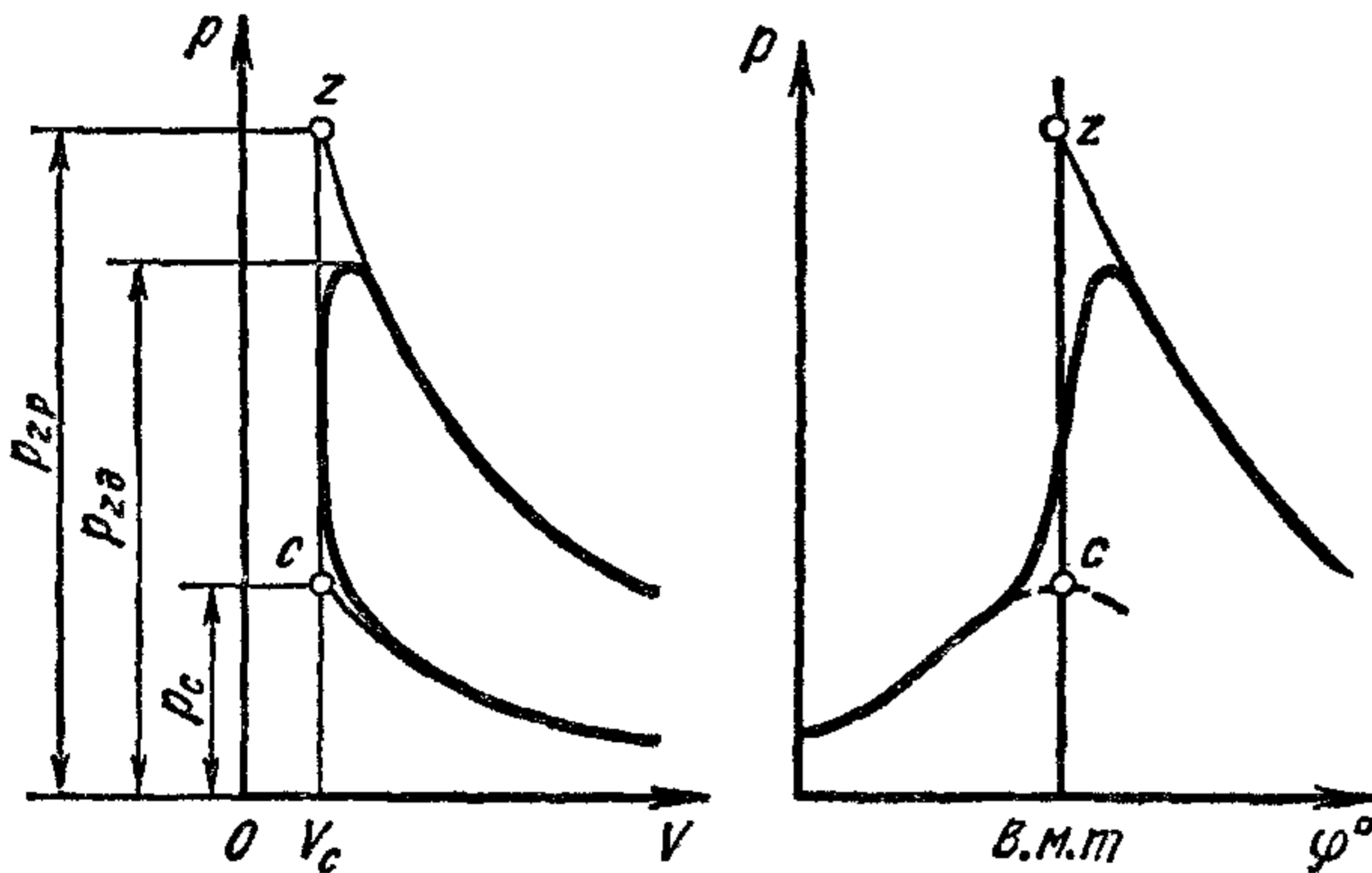


Рис. 71. Линии сгорания на индикаторных диаграммах двигателя с искровым зажиганием

энергия 1 кмоль свежего заряда в точке c ; M_1 , M_r , M_2 — количество (в кмоль) соответственно свежего заряда, остаточных газов и продуктов сгорания на 1 кг введенного в двигатель топлива.

Работа газов в период сгорания на участке $z'z$

$$l_{z'z} = p_z V_z - p_{z'} V_c. \quad (173)$$

Так как $p_{z'} = \lambda p_c$, то

$$l_{z'z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \quad (174)$$

Используя характеристическое уравнение, отнесенное к 1 кмолью газа $pV = 8314T$, можно выразить произведенную работу (Дж) через количество рабочего тела и его температуру до и после сгорания:

$$l_{z'z} = 8314 [(M_2 + M_r) T_z - \lambda (M_1 + M_r) T_c]. \quad (175)$$

После подстановки выражения (175) в уравнение (172) и некоторых преобразований получаем

$$\xi_z H_u + M_1 U_c + M_r U_c'' + 8314 (M_1 + M_r) \lambda T_c = (M_2 + M_r) U_z'' + 8314 (M_2 + M_r) T_z. \quad (176)$$

Учитывая, что $M_r/M_1 = \gamma_{ост}$ и $M_2 + M_r/(M_1 + M_r) = \mu_d$ (где μ_d — действительный коэффициент молекулярного изменения),

можно представить уравнение (176) в более удобном виде

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1+\gamma_{ост})} + \frac{U_c + \gamma_{ост} U_c''}{1+\gamma_{ост}} + 8314\lambda T_c = \mu_d (U_z'' + 8314T_z). \quad (177)$$

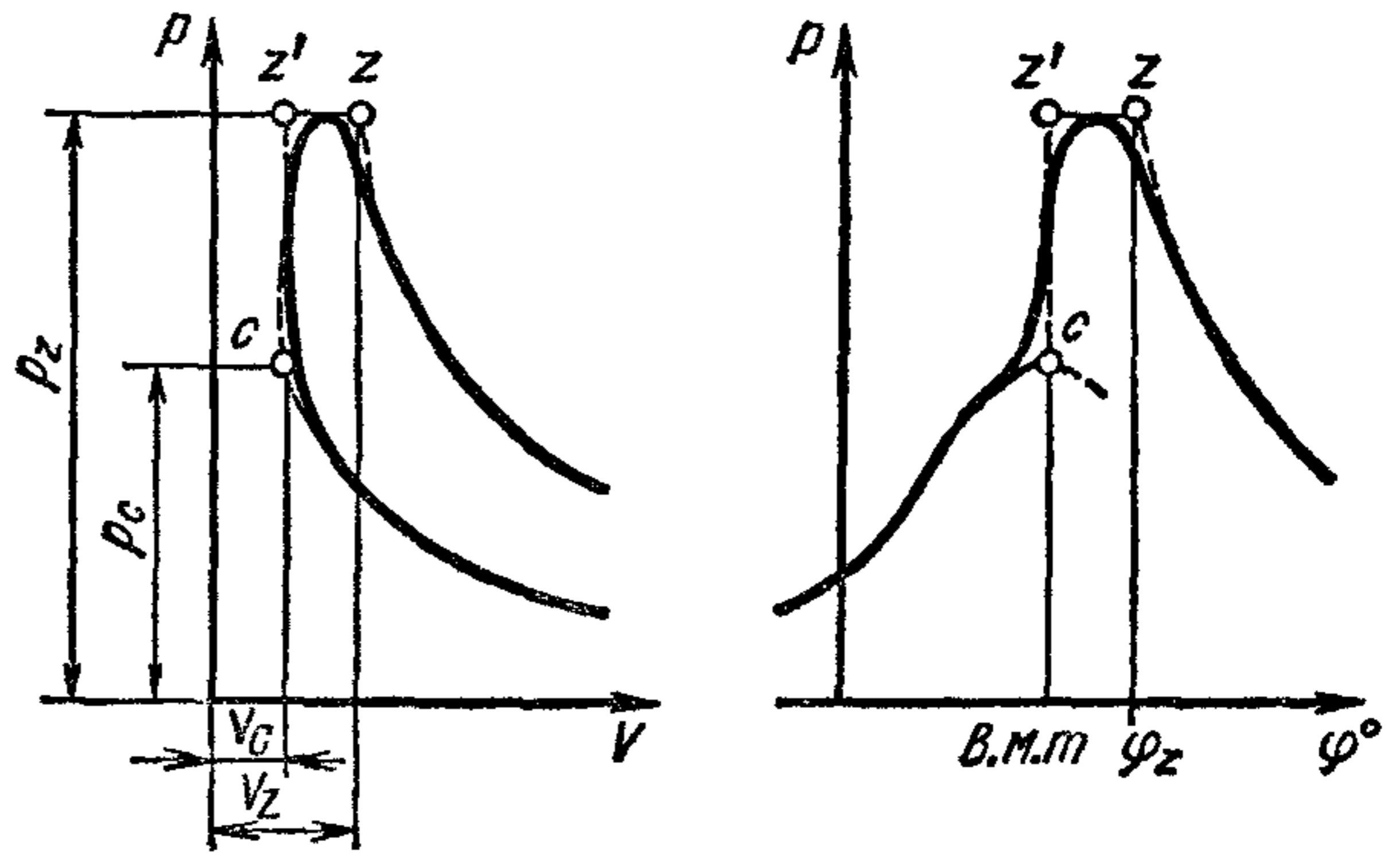
В случае бензиновых и газовых двигателей с искровым зажиганием, для которых принимается, что сгорание происходит при $V = \text{const}$, и, следовательно, $l_{z'z} = 0$, уравнение (177) принимает более простой вид

$$\frac{\xi_z H_u}{(1+\gamma_{ост}) M_1} + \frac{U_c + \gamma_{ост} U_c''}{1+\gamma_{ост}} = \mu U_z''. \quad (178)$$

Когда $\alpha < 1$ (двигатель работает на обогащенной смеси), часть теплоты сгорания топлива не используется из-за невозможности

Рис. 72. Линии сгорания на индикаторных диаграммах дизеля:

сплошные кривые — реальный процесс, штриховые линии — цикл со смешанным подводом теплоты



полного сгорания вследствие недостатка кислорода. Для этого случая вместо H_u в уравнение (178) необходимо подставлять $H_u - (\Delta H_u)_{хим}$, тогда уравнение сгорания при $V = \text{const}$ имеет следующий вид:

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{хим}]}{(1+\gamma_{ост}) M_1} + \frac{U_c + \gamma_{ост} U_c''}{1+\gamma_{ост}} = \mu U_z'', \quad (179)$$

где $(\Delta H_u)_{хим}$ подсчитывается по уравнению (108), которое пригодно для карбюраторных двигателей и для двигателей с впрыском легкого топлива.

Уравнение сгорания для газовых двигателей отличается от уравнения (178), тем, что в нем теплота сгорания топлива должна быть отнесена не к 1 кг, а 1 кмолью газообразного топлива. Поэтому в член, содержащий H_u , вводится объем моля, равный $22,4 \text{ м}^3$ при 0°C и давлении $0,1 \text{ МПа}$. Тогда уравнение (178) можно представить так (при условии, что $\alpha > 1$):

$$\frac{22,4\xi_z H_u}{(1+\gamma_{ост}) M_1} + \frac{U_c + \gamma_{ост} U_c''}{1+\gamma_{ост}} = \mu U_z''. \quad (180)$$

По уравнениям (177)—(180), называемым уравнениями сгорания, определяют максимальную температуру цикла T_z .

В цикле со смешанным подводом теплоты для определения T_z по уравнению (177) необходимо задаться степенью повышения давления $\lambda = p_z/p_c$ исходя из максимально допустимого значения p_z .

Для подсчета значений теплоемкостей и внутренних энергий воздуха и продуктов сгорания, необходимых при определении T_z , следует воспользоваться данными, приведенными в табл. 6—9. Температуру сгорания T_z вычисляют методом подбора (см. примеры теплового расчета, данного в приложении).

Характеристическое уравнение дает возможность выразить связь между параметрами рабочего тела в начале и в конце сгорания с учетом изменения числа молей:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \frac{T_z}{T_c}. \quad (181)$$

Для цикла со сгоранием при $V = \text{const}$ степень повышения давления при сгорании $\lambda = \mu_d \frac{T_z}{T_c}$ и соответственно расчетное максимальное давление цикла

$$p_{z,p} = \lambda p_c. \quad (182)$$

Для цикла со смешанным подводом теплоты степень предварительного расширения в процессе сгорания $\rho = V_z/V_c$, тогда

$$\lambda \rho = \mu_d \frac{T_z}{T_c}. \quad (183)$$

Коэффициент использования теплоты ξ_z принимают на основании опытных данных в соответствии с типом двигателя, его быстроходностью, условиями охлаждения и конструктивными особенностями камер сгорания. Этот коэффициент зависит от нагрузочного и скоростного режимов двигателя. Низкие значения ξ_z указывают не только на усиленную теплоотдачу в стенки, но и на значительное догорание в процессе расширения. Ниже приведены пределы изменения коэффициента ξ_z при работе с полной нагрузкой двигателей:

Карбюраторных	0,85—0,9
Дизелей	0,7—0,85
Газовых	0,8—0,85

Расчет максимальных температур и давлений рабочего цикла в двигателях с искровым зажиганием при допущении, что сгорание происходит мгновенно при $V = \text{const}$, дает завышенные значения по сравнению с наблюдаемыми на практике. В действительности процесс сгорания имеет некоторую длительность и всегда захватывает какую-то часть процесса расширения, поэтому максимальные температуры цикла соответствуют объему камеры сгорания, несколько большему V_c , и оказываются ниже расчетных. При этом верхняя часть индикаторной диаграммы будет скруглена (см. рис. 71).

Действительные значения максимальных давлений в цилиндрах бензиновых и газовых двигателей, необходимые для выполнения динамических и прочностных расчетов, определяют путем умножения

расчетных значений $p_{zр}$, полученных по формуле (182), на эмпирический коэффициент снижения давления φ_z , учитывающий увеличение объема камеры сгорания к моменту достижения максимума давления, т. е.

$$P_{zд} = \varphi_z \cdot P_{zр}. \quad (184)$$

Коэффициент φ_z обычно принимают равным 0,85. Максимальное давление в цикле со смешанным подводом теплоты задается величиной степени повышения давления λ , которая обычно находится в пределах 1,4—2,2. Большие значения λ свойственны двигателям с однополостными или полуразделенными камерами сгорания, меньшие — двигателям с разделенными камерами, а также с пленочным смесеобразованием. Отличие верхней части действительной индикаторной диаграммы дизеля от расчетной для цикла со смешанным подводом теплоты сводится к наличию в ней скруглений (рис. 72).

ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

§ 1. Процесс расширения

В процессе расширения (рабочий ход) производится механическая работа за счет тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива. В действительном цикле рабочий ход начинается при сгорании (точка c' , рис. 73) и заканчивается, когда начинается процесс выпуска отработавших газов. При расчете цикла за начало процесса расширения принимают точку z при максимальных расчетных значениях p_z и T_z (в двигателе с искровым зажиганием $V_z = V_c$, в дизеле $V_z = \rho V_c'$). Считают, что процесс в четырехтактном цикле оканчивается в н. м. т. (точка b без учета предварения открытия выпускного клапана).

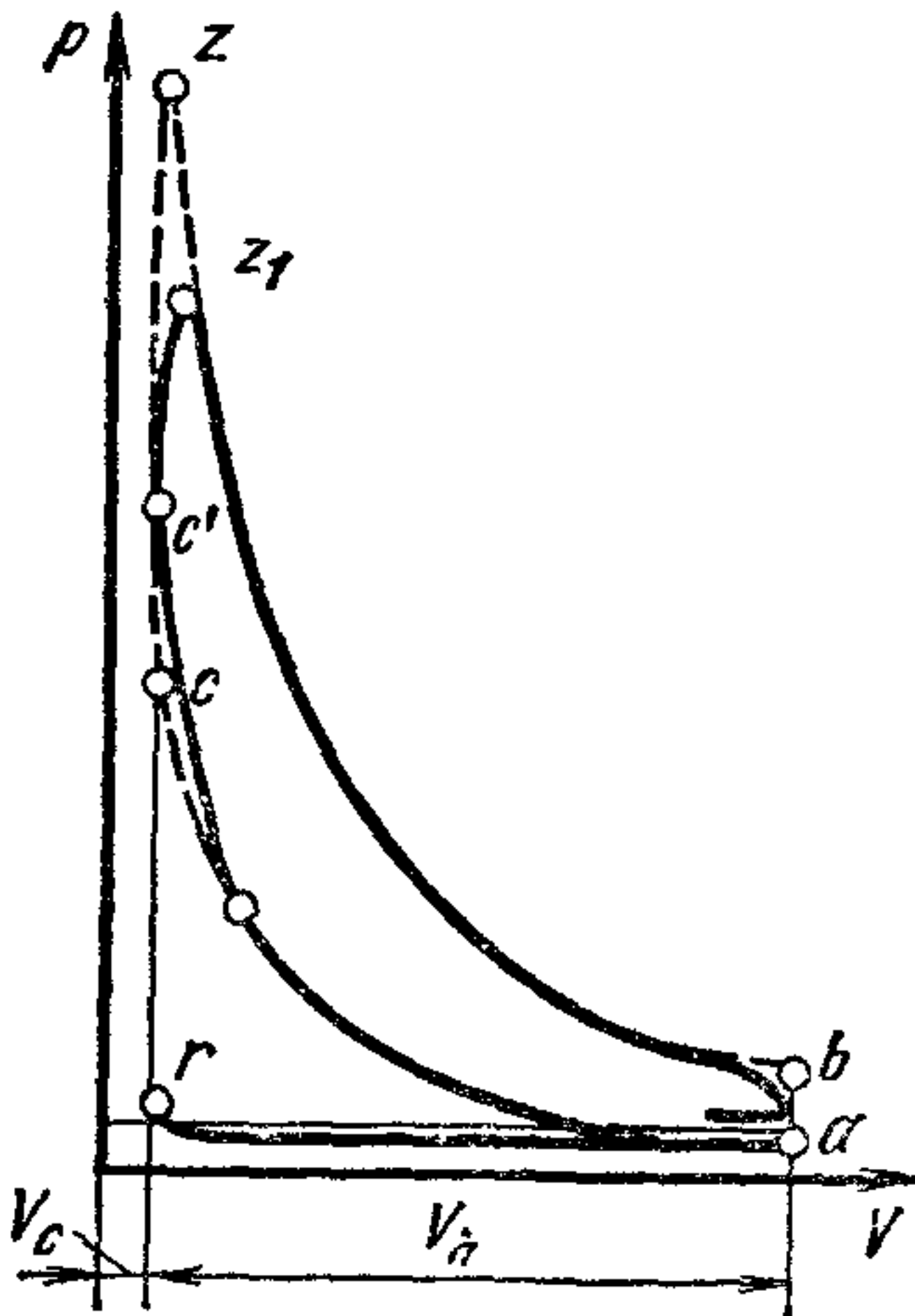


Рис. 73. Процесс расширения в двигателе с искровым зажиганием

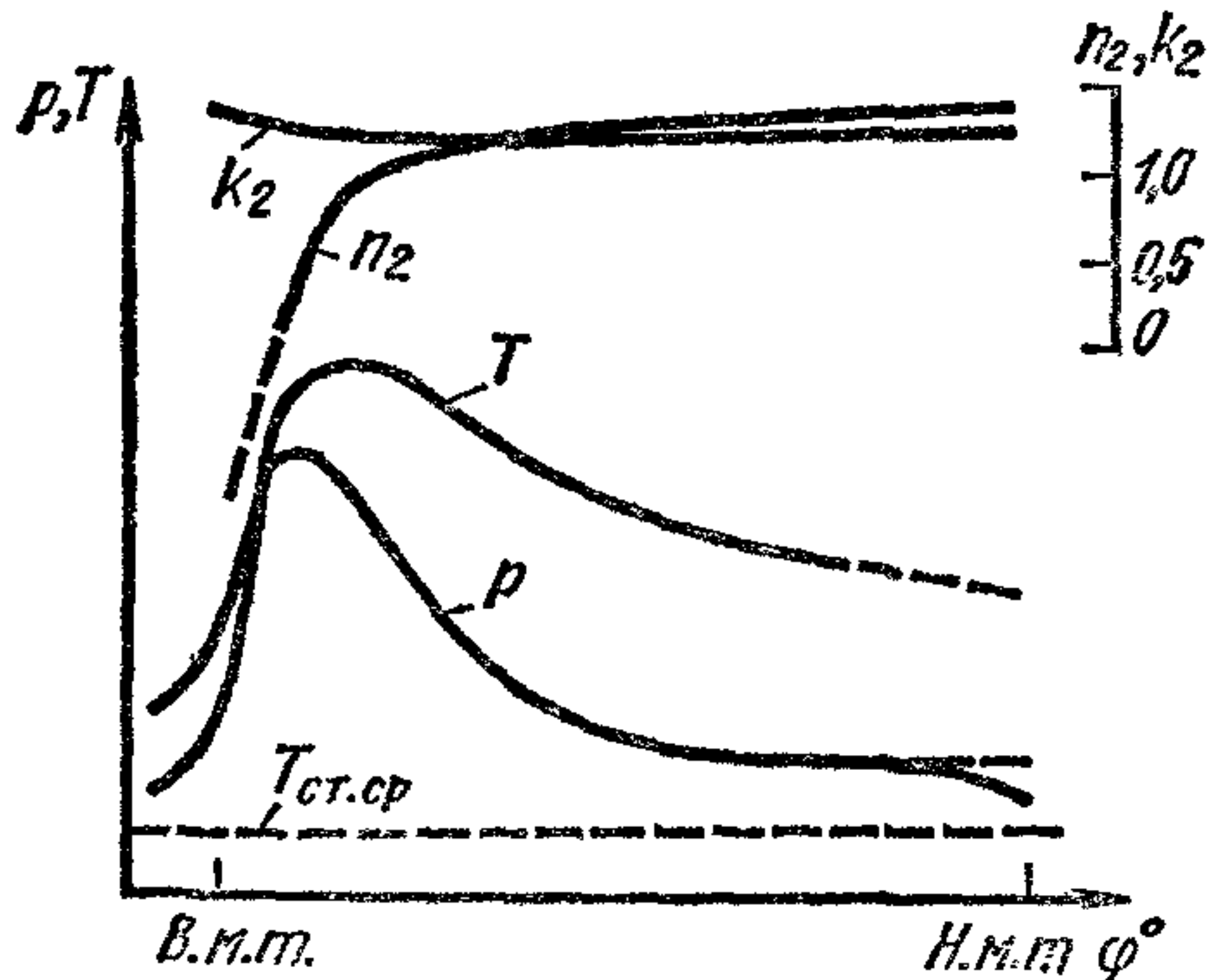


Рис. 74. Изменение показателей k_2 и n_2 в процессе расширения

В начале процесса расширения продолжается интенсивное сгорание топлива. Температура газа, подсчитанная по индикаторной диаграмме, достигает наибольшего значения в процессе расширения правее точки p_{max} . Это указывает на то, что в данный период (на рассматриваемом участке диаграммы до точки T_{max}) интенсивно выделяется теплота.

Одновременно вследствие большой разности температур $T - T_{ст.ср}$ ($T_{ст.ср}$ — средняя температура поверхности, ограничиваю-

щей рабочий объем цилиндра) и большой скорости движения газов интенсивно передается теплота от газа в стенки головки блока, цилиндра и днище поршня.

В начале процесса расширения (от точки c' до точки p_{\max}), когда сгорание происходит с интенсивным выделением теплоты и резким повышением давления, показатель политропы n_2 (штриховая линия на рис. 74) имеет отрицательное значение, доходя до нуля в точке p_{\max} . На участке от p_{\max} до T_{\max} показатель n_2 становится положительным, и в точке T_{\max} $n_2 = 1$. Определить показатель по индикаторной диаграмме на участке до T_{\max} практически невозможно.

Ввиду трудности определения переменных значений показателя n_2 для расчета параметров конца процесса расширения пользуются значениями средних показателей n_2 .

Для политропного процесса при среднем показателе n_2 в дизеле давление и температура конца расширения в точке b (см. рис. 73) определяются по формулам

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}}; \quad (185)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}. \quad (186)$$

В случае двигателя с искровым зажиганием $\delta = \epsilon$, тогда

$$p_b = p_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}}; \quad (187)$$

$$T_z = T \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}}. \quad (188)$$

§ 2. Влияние различных факторов на показатель политропы расширения

Из приведенного выше анализа развития процесса расширения видно, что показатель политропы расширения n_2 определяется совокупным влиянием ряда факторов. Поэтому величину n_2 следует выбирать, учитывая имеющиеся опытные данные, полученные при исследовании аналогичных двигателей.

Влияние качества развития процесса сгорания определяется скоростью сгорания топлива в основной фазе. При сгорании большого количества топлива в этой фазе значения p_z и T_z возрастают, уменьшается доля догорающего топлива в процессе расширения и показатель политропы n_2 становится больше. Такое развитие процесса является наиболее благоприятным, так как достигается наилучшее теплоиспользование.

С увеличением частоты вращения уменьшается время, в течение которого происходит теплообмен газов со стенками и их утечки через неплотности. Вместе с тем при увеличении частоты вращения скорость сгорания растет (см. гл. VI), но этот рост не всегда полностью

компенсирует сокращение времени, в течение которого происходят все фазы сгорания. Поэтому длительность фазы догорания, выраженная через угол поворота коленчатого вала, увеличивается, что особенно характерно для дизелей.

Совокупное влияние всех указанных факторов не приводит к однозначной зависимости n_2 от частоты вращения. В большинстве исследованных двигателей (рис. 75, а) наблюдается снижение n_2 с повышением скоростного режима, что объясняется преобладающим влиянием уменьшения теплоотдачи, а также утечек газов. Однако известны случаи, когда с повышением частоты вращения показатель n_2 почти не меняется (кривая 1) или даже растет.

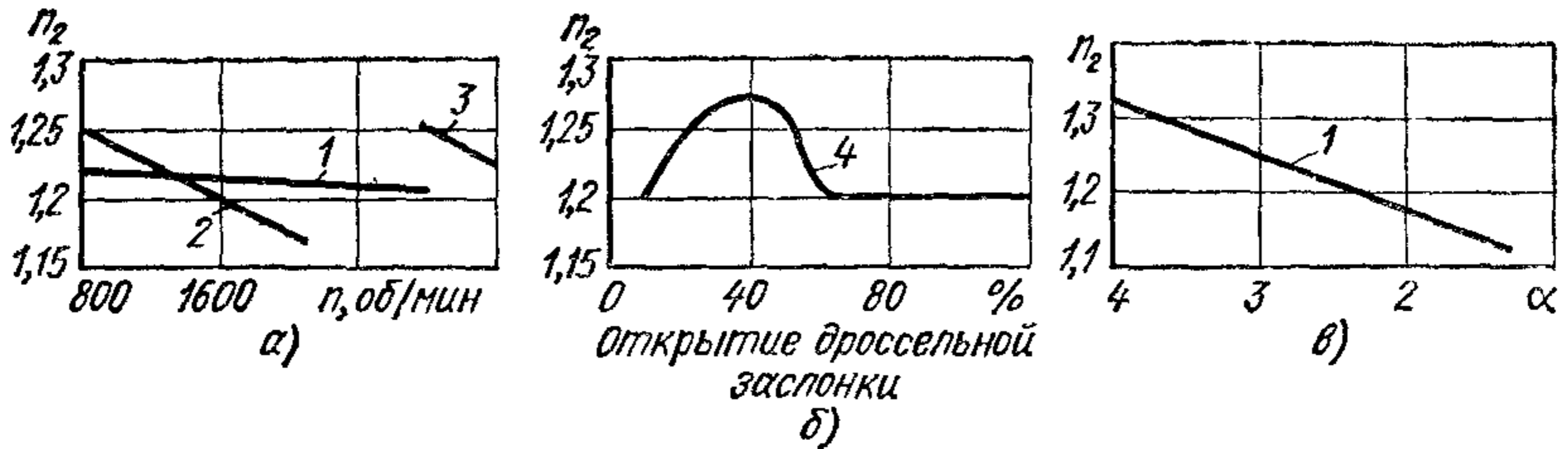


Рис. 75. Изменение показателя n_2 в зависимости от частоты вращения и нагрузки:

1 — быстроходный дизель, 2 — дизель ЯМЗ-236, 3 — карбюраторный двигатель ЗИЛ-130; 4 — карбюраторный двигатель

При увеличении нагрузки в карбюраторном двигателе возрастают давление и температура конца процесса сжатия. Одновременно меняется состав смеси, относительное количество остаточных газов и угол опережения зажигания. Совокупное влияние указанных факторов на развитие процесса сгорания и теплообмен газов со стенками приводит к тому, что n_2 в исследованных двигателях меняется только в области небольших нагрузок (рис. 75, б). В дизеле с ростом нагрузки (уменьшение α) увеличивается количество впрыскиваемого топлива, что приводит к большей продолжительности фазы догорания, в результате чего n_2 снижается (кривая 1, рис. 75, в). Влияние размеров цилиндра на n_2 связано с изменением относительной величины теплопередающей поверхности. С увеличением размеров цилиндра при неизменном отношении S/D теплопередающая поверхность, приходящаяся на единицу объема, уменьшается, что при прочих равных условиях приводит к понижению n_2 . Такое же влияние на n_2 оказывает уменьшение отношения S/D при постоянном V_h .

Значения параметров процесса расширения для четырех- и двухтактных двигателей (для номинальной нагрузки) приведены ниже.

	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Карбюраторный двигатель	1,23—1,30	0,35—0,5	1200—1500
Дизель	1,18—1,28	0,2—0,4	1000—1200

§ 3. Процесс выпуска

В четырехтактном двигателе от момента открытия выпускного клапана в точке l (рис. 76) до некоторого значения давления, равного критическому $p_{кр}$, истечение отработавших газов происходит с критической скоростью (600—700 м/с) и сопровождается резким шумом. За этот период, заканчивающийся вблизи н. м. т., из цилиндра двигателя удаляется 60—70% отработавших газов, и давление в нем снижается. При движении поршня к в. м. т. отработавшие газы выталкиваются, причем скорость их истечения составляет 200—250 м/с.

Работа, затрачиваемая на удаление отработавших газов, а также степень очистки цилиндра зависят от фаз процесса выпуска. Из приведенной на рис. 76 индикаторной диаграммы видно, что при чрезмерно раннем открытии клапана (точка l'), потерянная работа расширения, определяемая площадью $l'bb'$, оказывается чрезмерно большой и не будет компенсирована уменьшением абсолютной работы, затрачиваемой на выталкивание.

Открытие выпускного клапана в точке l'' является поздним. Хотя в этом случае меньше потери работы расширения (площадь $l''bb''$), но на выталкивание отработавших газов на участке $b''r''$ затрачивается большая работа, а очистка цилиндра от них ухудшается. Момент открытия выпускного клапана (точка l) выбирают экспериментально.

На рис. 76 шлошной линией показан участок индикаторной диаграммы для фаз, при которых достигаются наилучшие показатели двигателя.

Качество очистки цилиндра можно повысить, используя колебательное движение газов в выпускном трубопроводе (см. гл. XI) или путем продувки цилиндра в период перекрытия клапанов (в двигателях с наддувом).

Изменение давления в цилиндре при выпуске зависит от условий процесса газообмена. При работе двигателя без наддува индикаторная диаграмма имеет вид, показанный на рис. 77, а. Линия, характеризующая процесс выпуска, расположена выше линии процесса впуска, и первый период выпуска с критической скоростью истечения заканчивается вблизи н. м. т. При наддуве в зависимости от отношения p_k/p_p (p_p — давление в системе выпуска) возможны случаи, когда период выпуска с критической скоростью продолжается некоторое время при движении поршня к в. м. т. и линия впуска (рис. 77, б) будет расположена для большей части хода поршня выше линии выпуска.

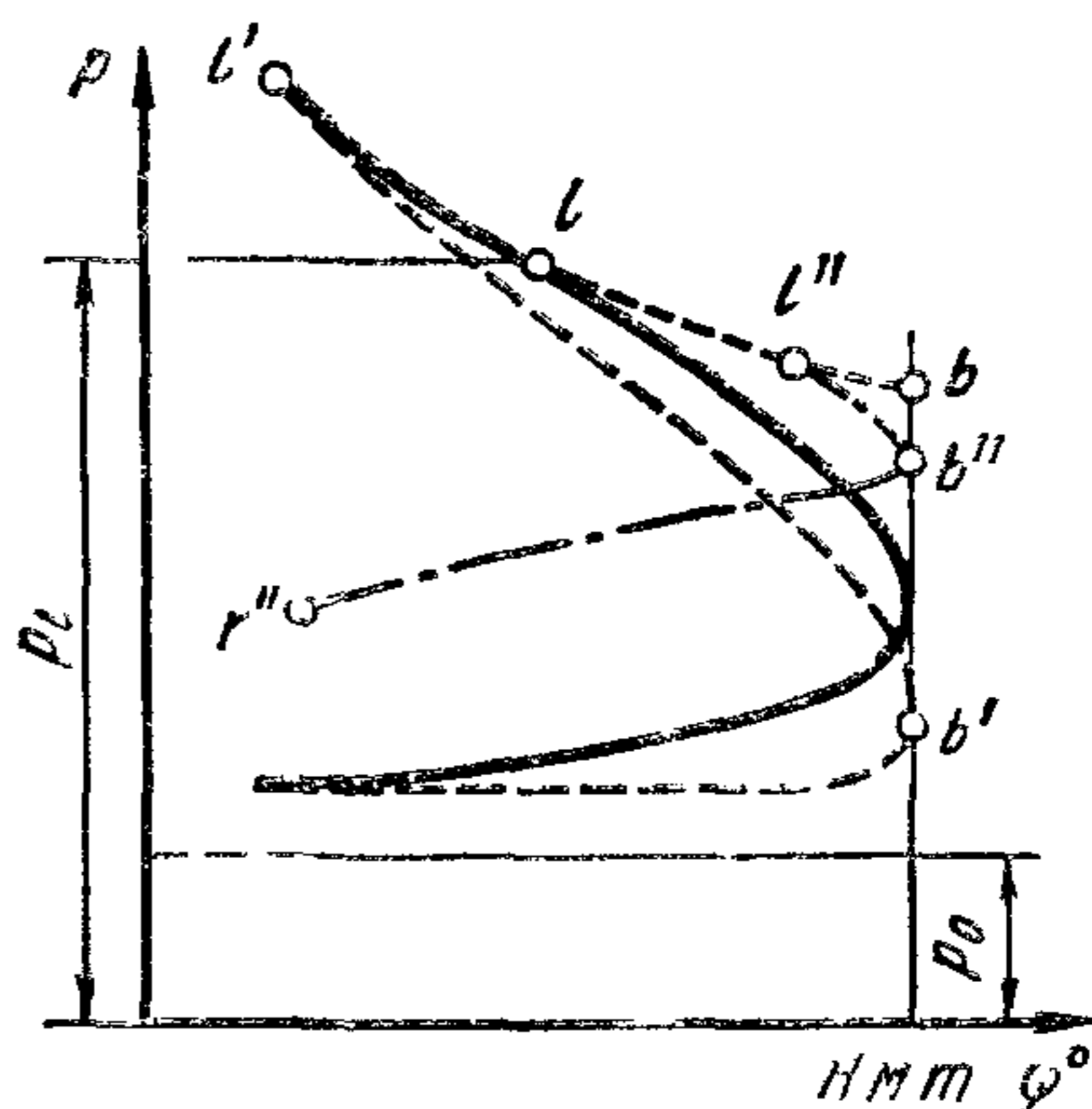


Рис. 76 Участок индикаторной диаграммы, характеризующий процесс выпуска в четырехтактном двигателе

При уменьшении нагрузки двигателя дросселированием давление в момент открытия выпускного клапана будет меньше. Это влияет на протекание выпуска в течение первого периода. При движении поршня к в. м. т. характер изменения давления и его значение, при котором происходит процесс выпуска, практически не меняются.

Температура отработавших газов зависит от нагрузки и скоростного режима двигателя. С увеличением частоты вращения и нагрузки повышается температура отработавших газов.

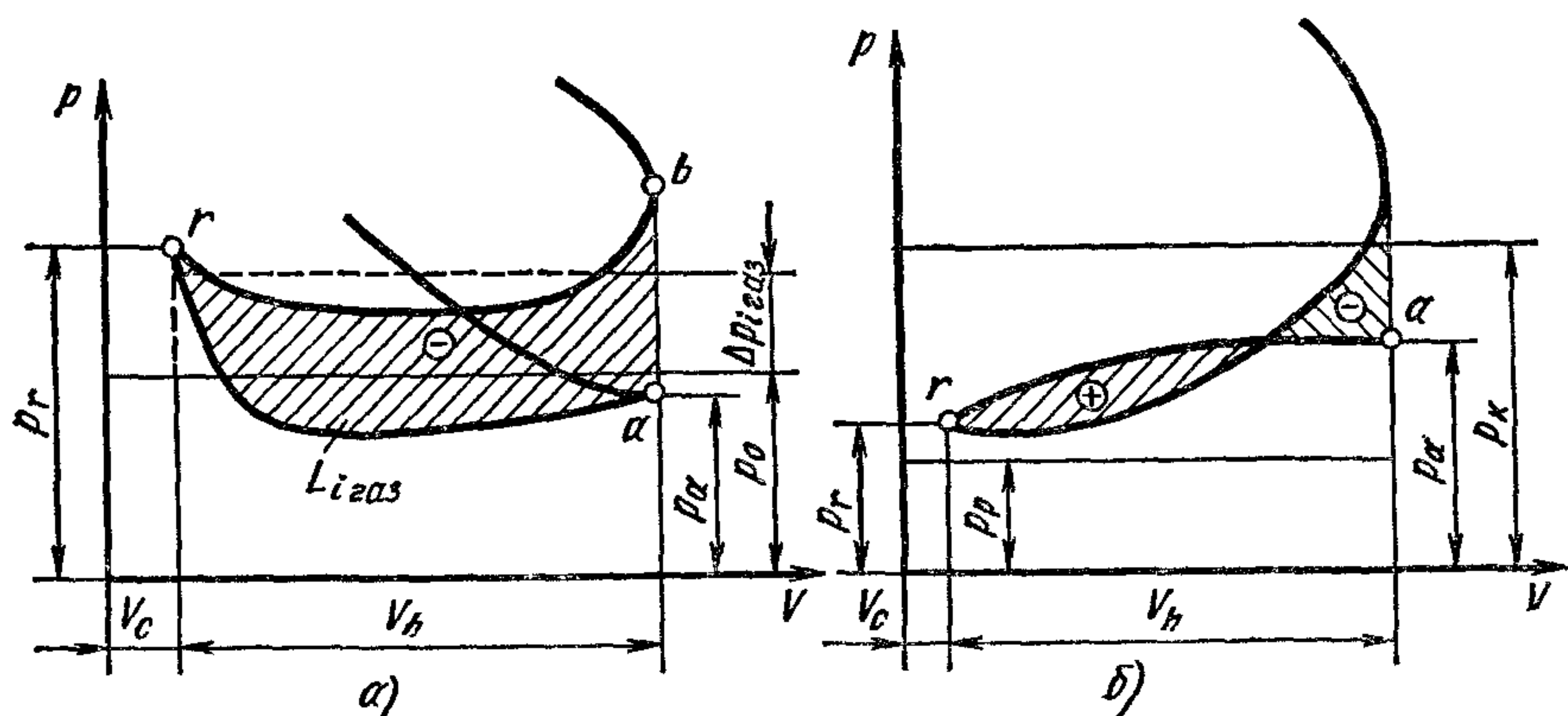


Рис. 77. Протекание процесса выпуска в четырехтактном двигателе:

а — при $p_r > p_a$; б — при $p_r < p_a$

В автомобильных двигателях для уменьшения шума в системе выпуска устанавливают глушитель, который создает дополнительные сопротивления на выпуске (см. гл. X). Конструкцию глушителя и всей выпускной системы необходимо выбирать так, чтобы при глушении шума гидравлические потери были минимальными. В некоторых случаях конструкцию выпускной системы выбирают с учетом получения дополнительной зарядки цилиндра при использовании инерционного наддува.

§ 4. Токсические составляющие продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу. Методы их обезвреживания

В результате протекания химических реакций углеводородов топлива с воздухом, наряду с основными составляющими продуктов полного сгорания, образуется ряд токсических компонентов. Их состав и количество зависят от характера осуществления процесса подготовки топливовоздушной смеси и ее сгорания в объеме камеры сгорания.

Применение всех известных способов воздействия на процесс смесеобразования и сгорания существенно снижает содержание токсичных компонентов в отработавших газах, однако полностью их ликвидировать невозможно.

Кроме токсических составляющих отработавших газов в атмосферу в двигателях с искровым зажиганием выбрасываются картерные газы, а также пары бензина из бака и карбюратора, что увеличивает количество удаляемых в атмосферу углеводородов. В табл. 13 приведены данные по удельному выделению токсических компонентов с отработавшими газами в расчете на 1 кВт·ч и в процентах, при работе двигателя на номинальном режиме.

13. Удельное содержание вредных веществ в отработавших газах

Вещества	В г/(кВт · ч)			В % по объему	
	Карбюраторные двигатели	Четырехтактные дизели	Двухтактные дизели	Карбюраторные двигатели	Дизели
Окись углерода	70—180	4,0—5,5	11	До 6	Менее 0,2
Окислы азота (в пересчете на N ₂ O ₅)	27	12—19	19	0,5	0,25
Углеводороды (в пересчете на С)	14—140	2,0—4,0	8,0	0,05	Менее 0,01
Альдегиды (в пересчете на акролеин)	3,4	0,14—0,2	0,34	0,03	0,002
Сернистый ангидрид	0,28	0,95	1,0	0,008	0,03
Бензпирен	0,02*	0,0014—0,002*	0,0014*	—	—
Сажа	0,4	1,4—2,0	1,22	0,05	0,25

* В мг/(кВт · ч).

Если по условиям эксплуатации необходимо значительно снизить токсичность отработавших газов, применяют дополнительные устройства, нейтрализующие отдельные токсические компоненты в системе выпуска. Эти устройства устанавливают вместо глушителей шума, и они одновременно выполняют их функции. При применении таких устройств несколько возрастает сопротивление на выпуске, что приводит к увеличению работы, затрачиваемой на газообмен и, как следствие, к повышению расхода топлива. Имеются два вида устройств, устройства одного вида предназначены для улавливания вредных веществ; другого — для нейтрализации. Известны термические, каталитические, жидкостные и комбинированные нейтрализаторы отработавших газов.

Термические нейтрализаторы представляют собой реакционные камеры, в которых происходит дожигание промежуточных продуктов сгорания CO и C_xH_y до конечных продуктов — CO₂ и H₂O.

Термические нейтрализаторы получили некоторое применение в двигателях с искровым зажиганием. При работе двигателя на богатой смеси ($\alpha < 1$) в нейтрализатор необходимо ввести воздух. Количество вводимого воздуха регулируют в соответствии с режимом работы двигателя.

В термических нейтрализаторах содержание окислов азота в отработавших газах не уменьшается.

Эффективность системы термической нейтрализации по снижению CO и C_xH_y не меняется при пробеге автомобиля до 160 тыс. км. Наличие в отработавших газах соединений свинца не влияет на эффективность работы термического нейтрализатора. Длительность работы деталей нейтрализатора в случае использования этилированного бензина уменьшается.

Каталитические нейтрализаторы отличаются тем, что в них можно осуществить окислительные реакции, скорость протекания которых в присутствии катализатора резко возрастает. Это позволяет завершить реакции CO и C_xH_y до получения продуктов полного сгорания. При наличии специальных катализаторов можно осуществить восстановительные реакции, необходимые для разложения NO_x на исходные вещества O_2 и N_2 .

Токсические составляющие в продуктах сгорания двигателей с искровым зажиганием и дизелей неодинаковы, что требуется учитывать при выборе для них каталитических нейтрализаторов.

В двигателях с искровым зажиганием следует применять комплексные нейтрализаторы. В этом случае используют двухступенчатый катализатор, в котором в первой ступени происходит восстановительная реакция, снижающая содержание NO_x . Перед вводом газа во вторую — окислительную ступень в нее подается воздух. Для эффективного протекания восстановительной реакции необходимо, чтобы состав смеси в двигателе был близок к стехиометрическому, так как при обеднении смеси ($\alpha > 1,05$) в реакторе образуется окислительная среда, при которой резко снижается эффективность восстановления NO_x .

В восстановительной ступени реактора применяют катализаторы из медноникелевого сплава без носителя и из платины на носителе (глиноземе). Для окислительных ступеней катализатора используют благородные металлы и окислы переходных металлов.

Существенным недостатком каталитических нейтрализаторов является то, что их практически невозможно применять при использовании этилированного бензина. Наличие в отработавших газах свинца быстро (в течение 100—200 ч работы двигателя) дезактивирует катализатор.

В дизелях, работающих всегда при избытке воздуха в смеси, содержание в продуктах сгорания окиси углерода составляет доли процента, и она легко нейтрализуется в катализаторе. Основное внимание при использовании каталитического нейтрализатора на дизеле уделяют нейтрализации окислов азота. Для разложения окислов азота необходимо перед поступлением газа в катализатор создать восстановительную среду. В случае попадания с продуктами сгорания в катализатор сажи эффективность его работы снижается. Поэтому перед катализатором устанавливают сажеуловитель или периодически выжигают сажу в катализаторе. Каталитические нейтрализаторы начинают лишь действовать только после прогрева их до соответствующей температуры.

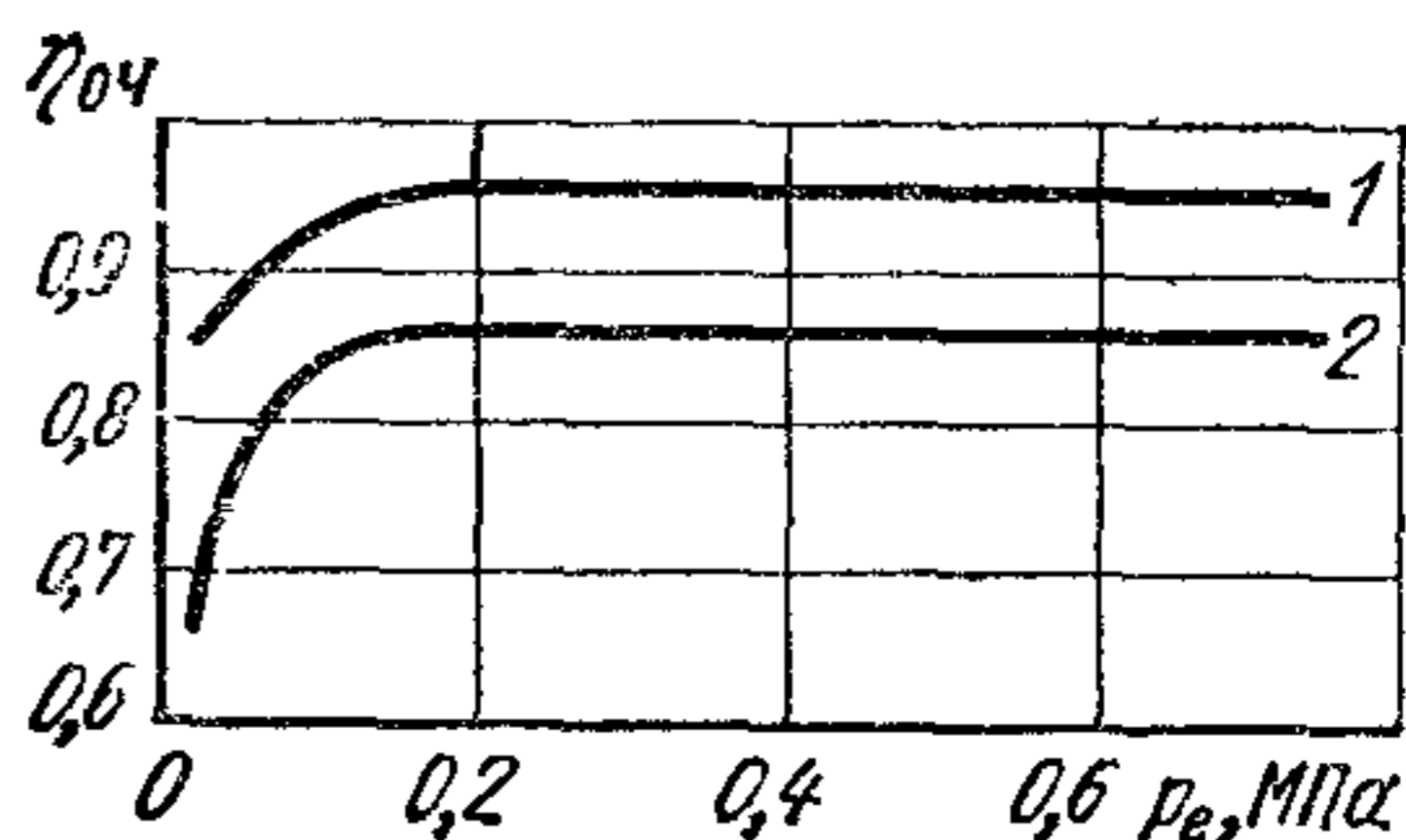
На рис. 78 показаны результаты исследования эффективности применения каталитического нейтрализатора при его установке на

карбюраторном двигателе. Коэффициент α перед нейтрализатором равнялся 1,05—1,1. Начальная концентрация CO составляла 3—4%; C_xH_y 0,35—0,28%. В качестве катализатора применялась платина. Степень очистки определялась по уравнению $\eta_{оч} = (C'_i - C''_i)/C'_i$ (где C'_i и C''_i — соответственно содержание токсичного компонента до и после катализатора).

В жидкостных катализаторах отработавшие газы проходят через слой жидкости, в котором в зависимости от ее состава связываются или растворяются токсичные компоненты. Жидкостные катализаторы главным образом поглощают альдегиды, частично — окислы азота и улавливают сажу. Процесс осуществляется при сравнительно низкой температуре (40—80° С).

Рис. 78. Зависимость $\eta_{оч}$ от нагрузки двигателя:

1 и 2 — степени очистки соответственно CO и C_xH_y ,
 $n = 3000$ об/мин (опыты Научно-исследовательской
 лаборатории токсичности двигателей)



Поскольку в жидкостных нейтрализаторах нейтрализация окислов азота ограничена, их применяют только на дизелях, чаще всего в комбинации с другими системами нейтрализации.

Возможны различные комбинации из рассмотренных выше способов нейтрализации, причем некоторые из них включают также способы, воздействующие на процесс сгорания для уменьшения образования токсичных продуктов.

Одним из наиболее эффективных способов снижения выброса с отработавшими газами окислов азота является перепуск некоторого количества продуктов сгорания из выпускной системы во впускную (рециркуляция). При этом способе снижается максимальная температура цикла, так как соответственно количеству подаваемых отработавших газов уменьшается количество подаваемого свежего заряда (воздуха и топлива). При рециркуляции, когда в цилиндр вводят до 13,5% продуктов сгорания, концентрация NO_x снижается до 60% от того его количества, которое образуется без рециркуляции. При использовании системы рециркуляции уменьшаются мощность и КПД двигателя.

Следует отметить, что в двигателях с искровым зажиганием система нейтрализации обязательно должна включать устройства для предотвращения выбрасывания картерных газов в атмосферу и улавливания образующихся в топливной системе паров топлива.

ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

§ 1. Общие сведения

На рис. 79 приведена действительная индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя без наддува. Площадь, ограниченная кривой $aa'fkz_1ld_1$, эквивалентна индикаторной работе цикла $+L_i$. Следовательно, индикаторная работа полного цикла четырехтактного двигателя без наддува с учетом затраты работы на процесс газообмена $L_{газ}$

$$L_{ид} = L_i - L_{газ} \quad (189)$$

Индикаторная работа не может быть полностью передана от вала двигателя потребителю, так как часть ее затрачивается на преодоление трения в сопряженных движущихся деталях и привод вспомогательных механизмов. Эти затраты, называемые механическими потерями L_m , должны быть вычтены из индикаторной работы. Разность между индикаторной работой и механическими потерями представляет собой эффективную работу на валу двигателя $+L_e$, которая может быть использована потребителем:

$$L_e = L_i - L_m \quad (190)$$

Величину $L_{газ}$ в четырехтактном двигателе обычно включают в механические потери L_m .

Целесообразно отдельно рассматривать индикаторные и эффективные показатели двигателя. Первые характеризуют совершенство осуществляемого цикла по теплоиспользованию и связаны с качеством организации процессов; вторые учитывают дополнительно степень механического совершенства двигателя.

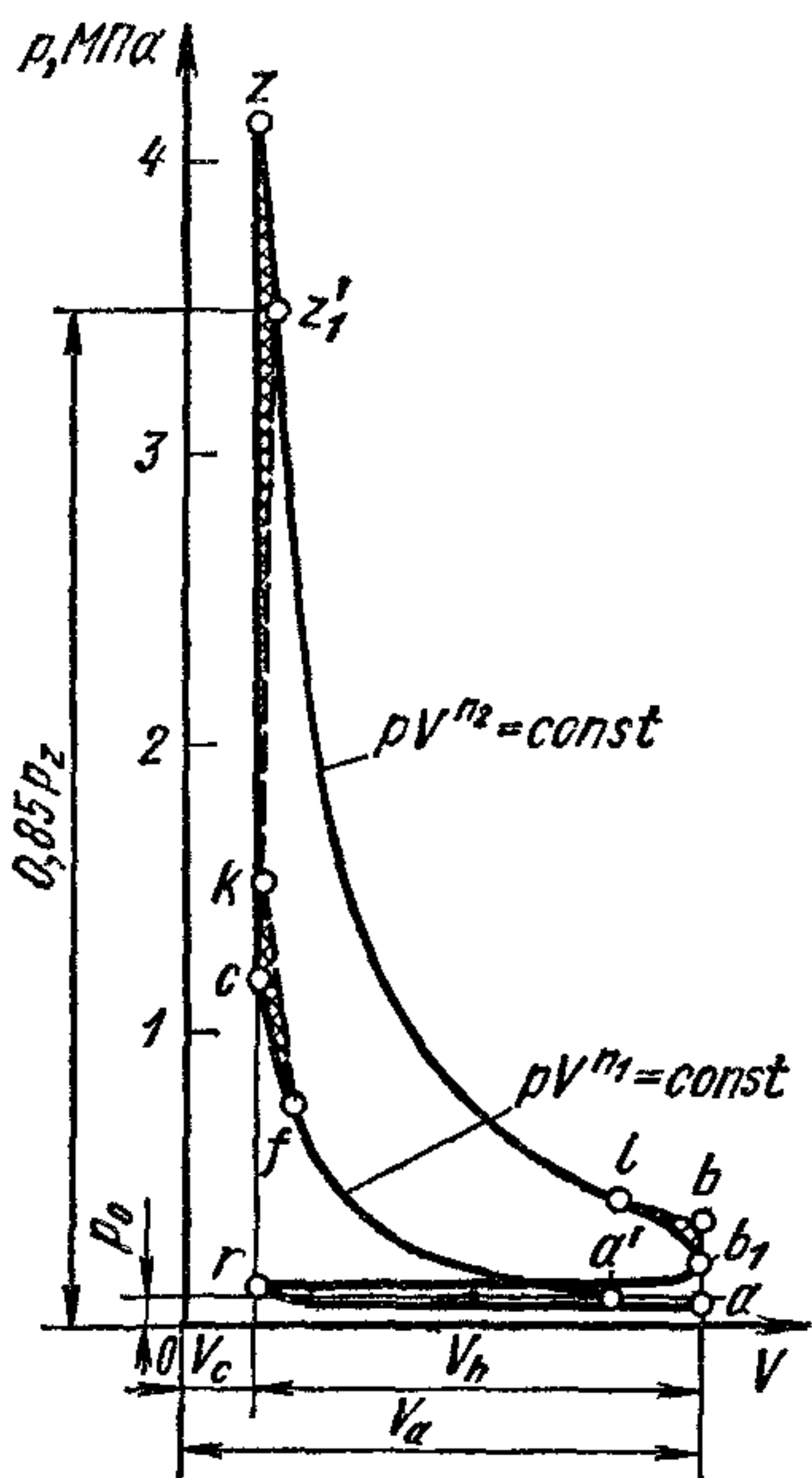


Рис. 79. Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя

§ 2. Индикаторные показатели

Среднее индикаторное давление. Индикаторная диаграмма (см. рис. 79), полученная при исследовании двигателя, не имеет четких границ, определяющих переход от одного процесса к другому. Характер этого перехода зависит от ряда причин и не поддается аналитическому расчету. При проведении теплового расчета двигателя и определении его показателей строят расчетную индикаторную диаграмму за два хода поршня (сжатие и расширение), а затраты на насосные хода относят к механическим потерям или учитывают отдельно. Скругление диаграммы в местах, определяющих переход от одного процесса к другому, производят по данным исследований аналогичных двигателей. В расчетной схеме это учитывают специальным коэффициентом.

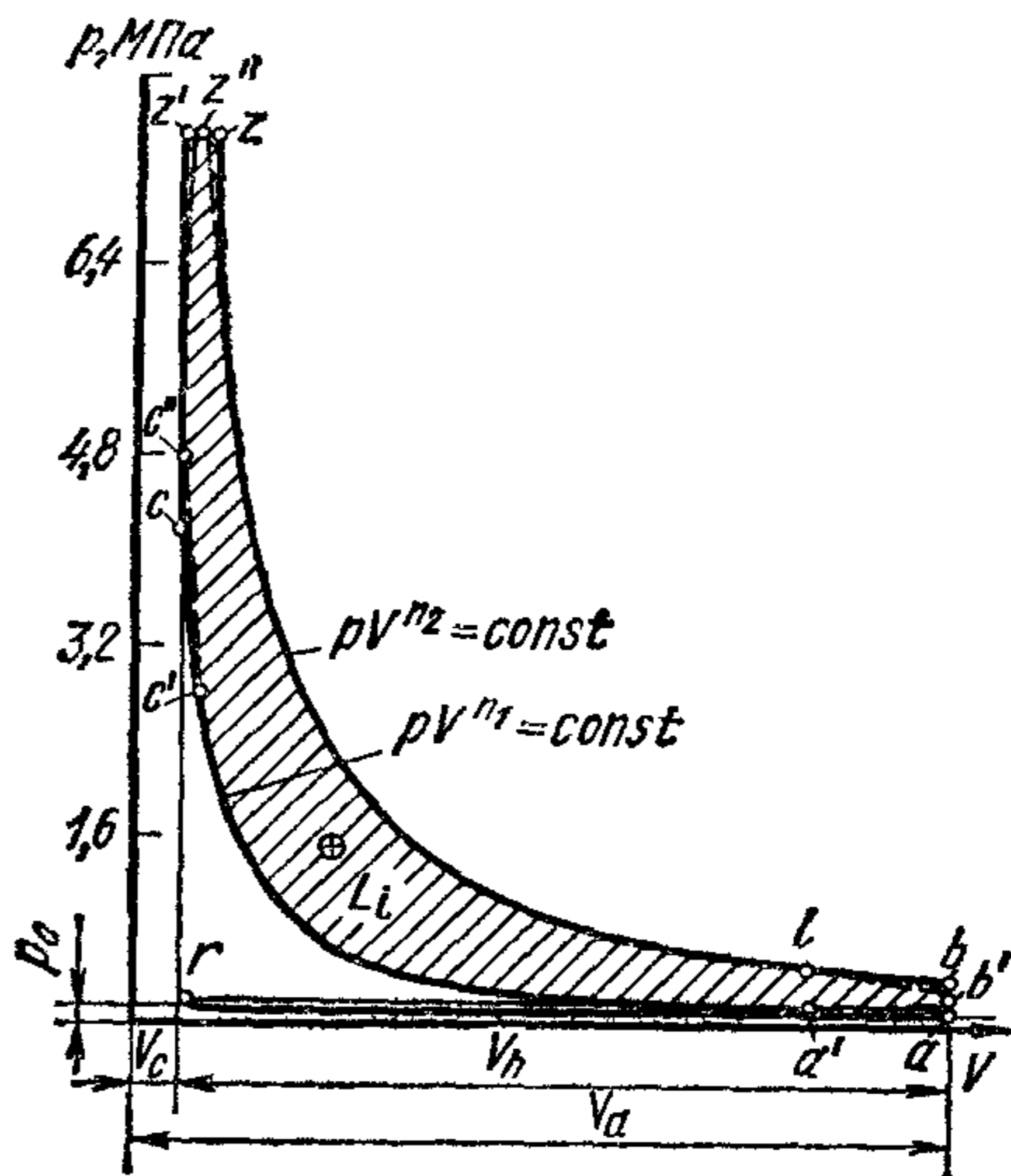


Рис. 80. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

На рис. 80 в качестве примера приведены расчетная (нескругленная) $acz'zb$ и действительная $ac'c''z''lb'$ индикаторные диаграммы цикла со смешанным подводом теплоты.

Для нескругленной расчетной диаграммы индикаторная работа цикла

$$L_{i\text{нс}} = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \quad (191)$$

Работа на участке $z'z$ при $p = \text{const}$

$$L_{z'z} = p_z V_z - p_z V_c = p_z V_c (\rho - 1) = \lambda p_c (\rho - 1).$$

Работа при политропном процессе расширения

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right].$$

Умножив и разделив правую часть этого уравнения на V_c и учитывая, что $V_z/V_c = \rho$ и $V_b/V_z = \delta$, получим

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right).$$

Работа при политропном процессе сжатия

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right).$$

Подставив выражения работы для отдельных процессов в уравнение (191), будем иметь

$$L_{iнс} = p_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (192)$$

Определим работу цикла, приходящуюся на единицу рабочего объема цилиндра V_h (в м³). Для нескругленной диаграммы удельная работа в Дж/м³ или Па

$$p_{iнс} = \frac{L_{iнс}}{V_h} \quad (193)$$

или в МПа

$$p_{iнс} = 10^{-6} \frac{L_{iнс}}{V_h}. \quad (194)$$

Величина p_i называется *средним индикаторным давлением цикла*, представляющим собой такое условное постоянно действующее избыточное давление, при котором работа газов, совершенная за один ход поршня, равна индикаторной работе за цикл.

Для рассматриваемого цикла, разделив уравнение (192) на V_h и помня, что $V_c/V_h = 1/(\varepsilon - 1)$, а $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$, получим

$$p_{iнс} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (195)$$

Для цикла (см. рис. 79), где теплота подводится только при постоянном объеме (двигатели с искровым зажиганием), среднее индикаторное давление для нескругленной диаграммы $aczb$ определяется по уравнению (195) при $\rho = 1$. В этом случае $\delta = \varepsilon$ и

$$p_{iнс} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (196)$$

или, учитывая, что $1/\delta^{n_2 - 1} = T_b/T_z$; $1/\varepsilon^{n_2 - 1} = T_b/T_z$ и $1/\varepsilon^{n_1 - 1} = T_a/T_c$, уравнения (195) и (196) соответственно примут вид

$$p_{iнс} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \quad (197)$$

и

$$p_{iнс} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (198)$$

Из индикаторных диаграмм действительного цикла карбюраторного двигателя (см. рис. 79) и дизеля (см. рис. 80) видно, что индикаторная работа (за два такта) действительного скругленного цикла меньше расчетной на величину, эквивалентную заштрихованным в клетку площадкам. Их величина зависит от характера протекания процесса сгорания, а также от момента начала открытия выпускного клапана. Отклонение действительных значений p_i от расчетных оценивается коэффициентом скругления (полноты) диаграммы φ_i .

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = \varphi_i p_{i \text{ пс}}. \quad (199)$$

По опытным данным, $\varphi_i = 0,92 \div 0,97$. Отклонения действительного цикла от расчетного у двигателей с искровым зажиганием меньше, чем у дизелей. Поэтому у двигателей с искровым зажиганием значения φ_i ближе к верхнему пределу. У дизелей с разделенными камерами сгорания (вихрекамерные, предкамерные и другие) вследствие наличия дополнительных гидравлических и тепловых потерь коэффициент φ_i ближе к нижнему пределу.

Для действительного цикла двигателей с искровым зажиганием (см. гл. VI) при расчетах (см. рис. 79), обычно принимают $p_{z'} = 0,85 p_{z \text{ пс}}$.

На рис. 77, а приведена в увеличенном масштабе часть индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя без наддува, описывающая процесс газообмена. Затрата части индикаторной работы на газообмен определяется заштрихованной площадью $L_{\text{газ}}$. Работу газообмена также принято относить к единице рабочего объема, выражая ее через некоторое среднее давление $\Delta p_{\text{газ}}$.

Для четырехтактного двигателя без наддува

$$\Delta p_{\text{газ}} \approx \frac{L_{\text{газ}}}{V_h} = \varphi_{\text{газ}} (p_r - p_a). \quad (200)$$

Величина $\varphi_{\text{газ}}$ зависит от скоростного режима и нагрузки двигателя. Для автотракторных двигателей $\varphi_{\text{газ}} = 0,75 \div 0,9$ (большие значения относятся к тракторным двигателям, работающим с меньшей частотой вращения).

В случае работы двигателя с наддувом работа газообмена может быть положительной или отрицательной.

В двухтактных двигателях p_i , подсчитанное по нескругленной диаграмме для полезной части хода поршня, пересчитывают на весь ход поршня. С учетом уменьшения p_i по скругленной диаграмме его значение, отнесенное к всему ходу поршня,

$$p_i = \varphi_i p_{i \text{ пс}} (1 - \psi), \quad (201)$$

где ψ — потерянная на продувку часть хода поршня.

Для двухтактных двигателей с контурной продувкой при определении p_i по формуле (201) можно принять $\varphi_i = 1$, если учесть, что положительная работа, совершаемая газом в процессе газообмена, компенсирует потери, не учитываемые нескругленной диаграммой. У двухтактных двигателей с прямоточной клапанно-щелевой продувкой по опытным данным $\varphi_i = 0,94 \div 0,98$.

Ниже приведены значения p_i (в МПа) при работе двигателей с полной нагрузкой:

Четырехтактных с искровым зажиганием без наддува, работающих на бензине (карбюраторные, с впрыском, форкамерно-факельные)	0,8—1,2
Четырехтактных газовых с искровым зажиганием	0,5—0,7
Четырехтактных дизелей:	
без наддува	0,75—1,05
с наддувом	До 2,2

Двухтактных карбюраторных (мотоциклетных) с криво- шипно-камерной продувкой	0,25 - 0,45
Двухтактных дизелей:	
без наддува	0,35—0,7
с наддувом	До 1,2

По мере уменьшения нагрузки давление p_i снижается. Наименьшие значения p_i достигаются при работе двигателя без нагрузки (холостой ход). В этом случае вся индикаторная работа затрачивается на трение, газообмен и приведение в действие вспомогательных механизмов ($p_i = p_m$).

Индикаторная мощность. Индикаторная работа (в Н·м), совершенная в одном цилиндре за один цикл,

$$L_i = p_i V_h,$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; V_h — рабочий объем цилиндра, м³; $V_h = \pi D^2 S / 4$ (D — диаметр цилиндра, м; S — ход поршня, м).

Число рабочих циклов, совершаемых двигателем за 1 с, равно $2n/\tau$ (где n — частота вращения коленчатого вала, об/с; $2n$ — число ходов поршня за 1 с; τ — тактность двигателя — число ходов поршня за цикл). Индикаторная мощность (в Вт) одного цилиндра

$$N_{iц} = \frac{2}{\tau} p_i V_h n,$$

двигателя, имеющего i цилиндров,

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i V_h n, \quad (202)$$

Если в формуле (202) выразить p_i в МПа, рабочий объем цилиндра V_h в л, а n в об/мин, то получим индикаторную мощность двигателя в кВт *

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{30\tau}. \quad (203)$$

Для четырехтактных двигателей ($\tau = 4$) из выражения (203) будем иметь

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{120}; \quad (204)$$

для двухтактных ($\tau = 2$)

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{60}. \quad (205)$$

Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива. Индикаторный КПД η_i можно определить по выражению (120), если известна индикаторная работа, совершаемая двигателем. Для этого при испытании необходимо получить индикаторную диаграмму. При индицировании быстроходного двигателя обычно получают запись давления в зависимости от угла φ . При снятии индикаторной диаг-

* Указанные единицы давления, рабочего объема и частоты вращения применяют на практике.

граммы используют электропневматический индикатор (например, МАИ-2), снимающий осредненную диаграмму за ряд циклов, или безынерционный индикатор типа катодного осциллографа, позволяющий записывать с помощью чувствительного элемента (например, пьезокварцевого датчика) быстро меняющееся по времени давление. Полученную осциллограмму или диаграмму перестраивают в системе координат $p - V$ (см. рис. 22).

По подсчитанной площади F (мм²) индикаторной диаграммы (рис. 81) и определенному тарировкой масштабу давления m (мм/МПа) определяют среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{F}{lm}, \quad (206)$$

где l — длина отрезка на диаграмме, соответствующего ходу поршня, мм.

Если в процессе испытания определены индикаторная мощность двигателя и количество израсходованного в час топлива, то удельный индикаторный расход топлива [в г/(кВт·ч)] может быть подсчитан по формуле

$$g_i = \frac{G_T \cdot 10^3}{N_i}, \quad (207)$$

где G_T — расход топлива, подсчитанный при испытании двигателя на заданном установившемся режиме ($N_i = \text{const}$ при $p_i = \text{const}$ и $n = \text{const}$), кг/ч.

Если известна теплота сгорания топлива, то индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{1}{H_u g_i}, \quad (208)$$

где H_u — в Дж/кг, а g_i — в кг/Дж.

В практических расчетах с учетом принятых ранее обозначений единиц [H_u — в МДж/кг и g_i — в г/(кВт·ч)], получим

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{H_u g_i}.$$

Для газового двигателя расход топлива определяют в объемных единицах.

Удельный объемный расход газа (в м³/Дж)

$$v_i = \frac{V_T}{N_i},$$

где V_T — количество газа, израсходованное на двигатель в единицу времени, м³/с.

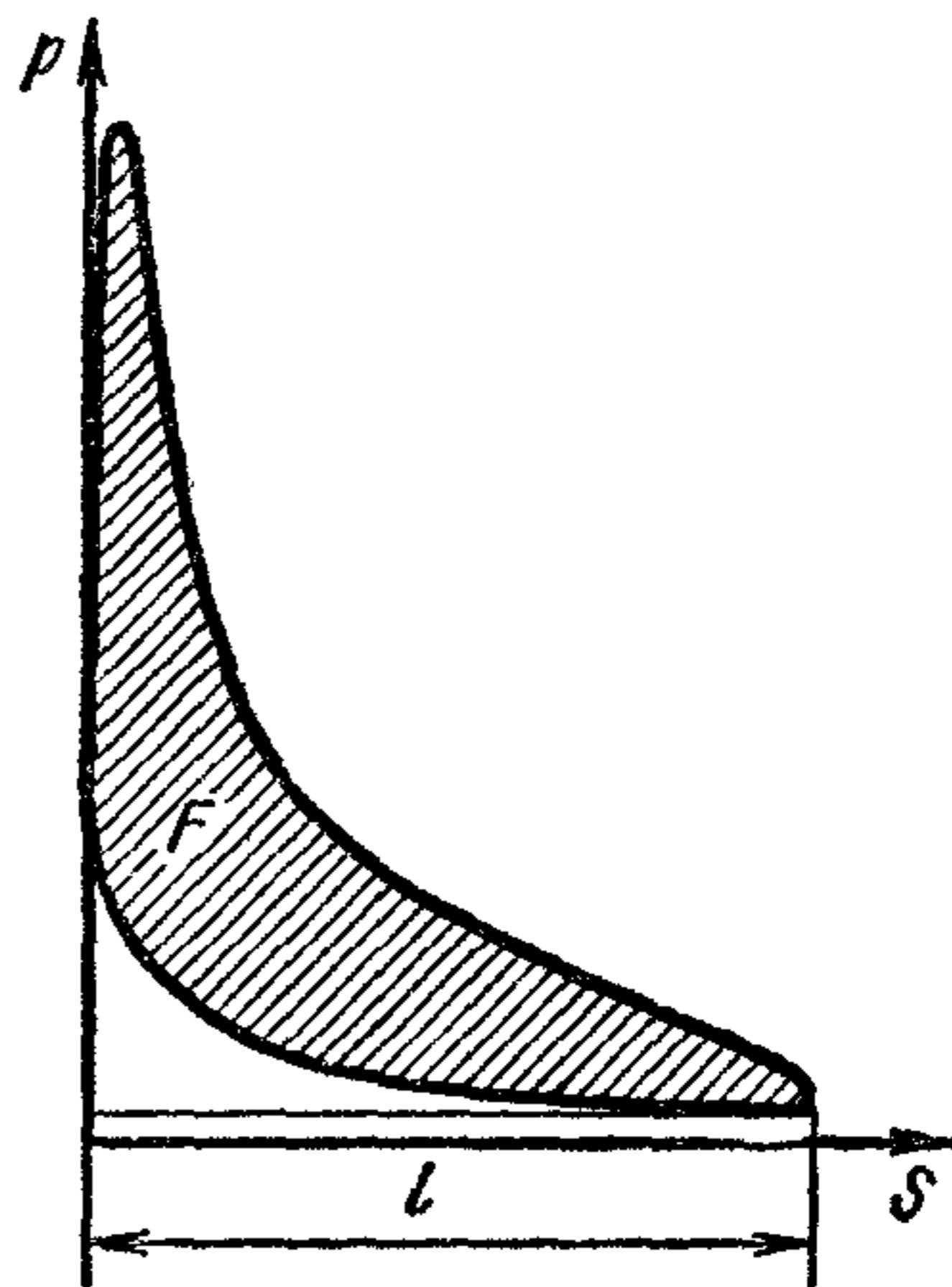


Рис. 81. Определение среднего индикаторного давления по индикаторной диаграмме

Если определять расход газа для всех цилиндров двигателя V_T в $\text{м}^3/\text{ч}$, а мощность N_i — в кВт, то удельный индикаторный расход v_i получим в $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Индикаторный КПД газового двигателя

$$\eta_i = 1/(H_u v_i), \quad (209)$$

где H_u — в $\text{Дж}/\text{м}^3$, а v_i — в $\text{м}^3/\text{Дж}$.

При подстановке в уравнение (209) H_u — в $\text{МДж}/\text{м}^3$, а v_i — в $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ получим

$$\eta_i = \frac{3,6}{H_u v_i}.$$

Оценивать теплоиспользование в двигателях по удельному расходу топлива можно только в случае сопоставления параметров двигателей при работе на одном топливе. При анализе работы двигателей на топливах, имеющих различные значения H_u , теплоиспользование следует оценивать по индикаторному КПД или, что все равно, по произведению теплоты сгорания и удельного расхода топлива. Это особенно относится к газообразным топливам, имеющим резко отличающиеся значения H_u (см. табл. 4).

Связь между основными параметрами рабочего цикла. Анализ факторов, влияющих на показатели цикла и определение предполагаемой экономичности проектируемого двигателя можно производить по формулам, приводимым ниже.

Двигатели, работающие на жидком топливе. Количество свежего заряда (в кг), поступающего в цилиндр двигателя за один цикл¹

$$G_{з.ц} = \frac{\alpha l_0 G_T \tau}{2i n},$$

где G_T — в кг/с, а n — в об/с.

Количество воздуха (в кг), которое может поместиться в рабочем объеме одного цилиндра при условиях окружающей среды,

$$(G_з)_{p_K T_K} = V_h \rho_K,$$

где V_h — в м^3 , ρ_K — в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Расход топлива (в кг/с) из уравнений (202) и (207)

$$G_T = g_i N_i = \frac{2i V_h n}{\tau} p_i g_i,$$

где g_i — в $\text{кг}/\text{Дж}$, N_i — в Вт, V_h — в м^3 и p_i — в Па.

Тогда коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{G_{з.ц}}{(G_з)_{p_K T_K}} = \frac{\alpha l_0}{\rho_K} p_i g_i.$$

Следовательно, удельный индикаторный расход топлива (в $\text{кг}/\text{Дж}$)

$$g_i = \frac{\rho_K}{l_0} \frac{\eta_V}{\alpha p_i}. \quad (210)$$

¹ Для карбюраторных двигателей, пренебрегая количеством поступившего топлива, считаем заряд, как и для дизеля, состоящим только из воздуха.

Удельный расход топлива [в г/(кВт·ч)]

$$g_i = 3600 \frac{\rho_k \eta_V}{\alpha l_0 p_i}, \quad (211)$$

где p_i — в МПа.

Подставляя значение g_i из выражения (210) в уравнение (208), получим следующее выражение для индикаторного КПД:

$$\eta_i = \frac{1}{H_u g_i} = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha p_i}{\eta_V \rho_k}. \quad (212)$$

При подстановке в уравнение (212) H_u — в МДж/кг и p_i — в МПа оно будет иметь тот же вид.

Уравнения (210) и (212) показывают связь между η_i или g_i и основными параметрами, определяющими работу двигателя. Зная из предыдущих расчетов величины α , η_V и l_0 , а также параметры воздуха на впуске и теплоту сгорания топлива, можно для вновь проектируемого двигателя определить предполагаемую экономичность и КПД цикла.

Анализ приведенных выше выражений позволяет также установить, какими путями можно достичь оптимальных условий использования введенного в цикл топлива. Необходимо учесть, что исследования приведенных связей и соответствующие выводы будут справедливы только в том случае, если известно, для какого типа смесеобразования и способа регулирования ведется анализ. Этим условием определяется связь между отдельными величинами, входящими в уравнение.

Из уравнения (212) среднее индикаторное давление цикла (в Па)

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \rho_k. \quad (213)$$

При подстановке в уравнение (213) H_u в МДж/кг p_i будет выражено в МПа.

После подстановки в уравнение (211) значения p_i из уравнения (213) получим выражение для индикаторной мощности двигателя (в Вт)

$$N_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{2n}{\tau} i V_h \eta_V \rho_k.$$

При подстановке в это уравнение V_h — в л, n — в об/мин и H_u — в МДж/кг из уравнения (203) получим выражение для N_i в кВт:

$$N_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{n}{30\tau} i V_h \eta_V \rho_k. \quad (214)$$

Двигатели, работающие на газообразном топливе. Для двигателей, работающих на газообразном топливе, при определении связи между параметрами, характеризующими цикл, необходимо учесть, что количество свежего заряда M_1 выражается в кмоль на 1 кмоль топлива. Поэтому теплота сгорания топлива должна быть также отнесена к 1 кмолью, для чего необходимо H_u , выраженную в Дж/м³, умножить на 22,4 (объем 1 кмоль газа при 0° С и давлении $1 \cdot 10^6$ Па).

Имея в виду, что $L_i = p_i V_h$, а $V_h = 8314 M_1 T_K / (p_K \eta_V)$, получим формулу для индикаторной работы цикла

$$L_i = 8314 \frac{1}{\eta_V} \frac{T_K}{p_K} M_1 p_i.$$

Тогда для рассматриваемого двигателя

$$\eta_i = \frac{L_i}{22,4 H_u} = 8314 \frac{T_K M_1 p_i}{22,4 H_u \eta_V p_K} = 371,15 \frac{M_1 T_K p_i}{H_u \eta_V p_K}.$$

Индикаторный удельный расход газового топлива

$$v_i = \frac{1}{\eta_i H_u} = 269 \cdot 10^{-5} \frac{\eta_V p_K}{M_1 T_K p_i};$$

$$v_i = 9700 \frac{\eta_V p_K}{M_1 T_K p_i},$$

где v_i — соответственно в $\text{м}^3/\text{Дж}$ и $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Расход теплоты на единицу мощности газового двигателя

$$q_i = 9700 \frac{\eta_V p_K H_u}{M_1 T_K p_i},$$

где H_u — в $\text{МДж}/\text{м}^3$, v_i — в $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, q_i — в $\text{МДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = 2690 \frac{H_u p_K}{M_1 T_K} \eta_V \eta_i,$$

где H_u — в $\text{МДж}/\text{м}^3$; p_K — в МПа; p_i — в МПа.

Индикаторная мощность двигателя, работающего на газообразном топливе (в кВт)

$$N_i = 89,67 \frac{H_u p_K}{M_1 T_K} \frac{n}{\tau} i V_h \eta_i \eta_V,$$

где V_h — в л и n — в об/мин; p_K — в МПа; H_u — в $\text{МДж}/\text{м}^3$.

§ 3. Эффективные показатели

Эффективная мощность и механические потери. Мощность двигателя, снимаемую с коленчатого вала, называют *эффективной*. Эффективная мощность N_e меньше индикаторной N_i на величину *мощности, затрачиваемой на механические потери* N_m , т. е.

$$N_e = N_i - N_m.$$

Мощность, затрачиваемую на механические потери, а также эффективную мощность аналогично индикаторной принято относить к единице рабочего объема цилиндра и выражать в условных единицах давления p_m и p_e .

Выражая p_m в МПа, V_h в л; n в об/мин, получим формулу для мощности, затрачиваемой на механические потери, по аналогии с ин-

дикаторной мощностью (в кВт);

$$N_m = \frac{p_m i V_h n}{30\tau},$$

откуда среднее давление механических потерь (в МПа)

$$p_m = 30 \frac{N_m \tau}{i V_h n}.$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m. \quad (215)$$

Эффективная мощность (в кВт)

$$N_e = \frac{p_e i V_h n}{30\tau}, \quad (216)$$

где p_e — в МПа, V_h — в л и n — в об/мин.

Среднее эффективное давление (в МПа)

$$p_e = 30 \frac{N_e \tau}{i V_h n}.$$

Для сравнения различных двигателей эффективную мощность относят к единице объема:

$$N_{л} = \frac{N_e}{i V_h}.$$

Из формулы (216) имеем

$$N_{л} = \frac{p_e n}{30\tau},$$

где $N_{л}$ — в кВт/л.

Литровая мощность, выраженная в л. с./л

$$(N_{л})_{л. с.} = 1,36 N_{л}.$$

Механические потери оцениваются механическим КПД

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{N_e}{N_i} \quad (217)$$

или

$$\eta_m = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (218)$$

К мощности, затрачиваемой на механические потери, относят мощности, затрачиваемые на трение $N_{тр}$; на приведение в действие вспомогательных механизмов (водяного и масляного насосов, вентилятора, генератора и т. п.) $N_{вм}$; на процесс газообмена¹ $N_{газ}$ (учитывается только в четырехтактных двигателях); на приведение в действие компрессора или продувочного насоса $N_{к}$.

Следовательно,

$$N_m = N_{тр} + N_{вм} + N_{газ} + N_{к}$$

¹ Процесс газообмена при наддуве может протекать с некоторой дополнительной положительной работой (см. рис. 78, б).

или соответственно

$$P_m = P_{гр} + P_{вм} + P_{газ} + P_k.$$

Из уравнений (218) и (217) имеем

$$P_e = \eta_u P_i$$

и

$$N_e = \eta_u N_i. \quad (219)$$

Учитывая формулу (213), получим

$$P_e = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \eta_u \rho_k, \quad (220)$$

где H_u — в МДж/кг, P_e — в МПа.

Эффективная мощность, приходящаяся на единицу рабочего объема цилиндра (в кВт/л), с учетом формул (214) и (219).

$$N_{л} = \frac{n}{30\tau} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \eta_m \rho_k. \quad (221)$$

В табл. 14 приведены значения механического КПД и среднего эффективного давления при работе автотракторных двигателей на номинальном режиме.

14. Механический КПД η_m и среднее эффективное давление P_e различных двигателей

Двигатели	η_m	P_e , МПа
Четырехтактные карбюраторные	0,7—0,85	0,6—0,95
Четырехтактные дизели	0,7—0,82	0,55—0,85
Газовые	0,75—0,85	0,5—0,75
Четырехтактные дизели с наддувом	0,8—0,9	0,7—2,0
Двухтактные быстроходные дизели	0,7—0,85	0,4—0,75

Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива. Степень использования теплоты определяется эффективным КПД η_e и удельным эффективным расходом топлива g_e . Эффективная работа, отнесенная к 1 кг топлива,

$$L_e = L_i - L_m,$$

отсюда эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u}.$$

Так как

$$\frac{L_e}{L_i} = 1 - \frac{L_m}{L_i} = \eta_m$$

и

$$L_e = \eta_m L_i,$$

то

$$\eta_e = \eta_m \eta_i. \quad (222)$$

Для двигателей, работающих на жидком топливе, подставляя в уравнение (222) значение η_i из уравнения (219), получим

$$\eta_e = \frac{\alpha l_0 \eta_M p_e}{H_u \eta_V \rho_K} = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha p_e}{\eta_V \rho_K}. \quad (223)$$

Удельный эффективный расход топлива можно определить через эффективный КПД (в кг/Дж)

$$g_e = \frac{1}{\eta_e H_u}.$$

После подстановки вместо η_e его значения из выражения (223) получим

$$g_e = \frac{\rho_K}{l_0} \frac{\eta_V}{\alpha p_e}.$$

Если выразить p_e в МПа, а удельный расход топлива g_e в г/(кВт·ч), то формула примет вид

$$g_e = 3600 \frac{\rho_K \eta_V}{\alpha l_0 p_e}.$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе,

$$\eta_e = 371,15 \frac{M_1 T_K p_e}{H_u \eta_V \rho_K}; \quad v_e = 269 \cdot 10^5 \frac{\eta_V \rho_K}{T_K M_1 p_e},$$

где v_e — в м³/Дж.

Удельный расход топлива [в м³/(кВт·ч)], определяется по формуле

$$v_e = 9700 \frac{\eta_V \rho_K}{M_1 T_K p_e}.$$

Удельный эффективный расход теплоты [в МДж/(кВт·ч)] при подстановке H_u в МДж/м³ и v_e в м³/(кВт·ч)

$$q_e = 9700 \frac{\eta_V \rho_K H_u}{M_1 T_K p_e}.$$

Предметы величин η_i , η_e , g_i и g_e , достигаемые в современных двигателях на номинальном режиме, приведены в табл. 15.

15. Удельные расходы топлива и КПД двигателей

Двигатели	η_i	η_e	g_i , г/(кВт·ч)	g_e , г/(кВт·ч)
Карбюраторные автомобильные	0,28—0,39	0,25—0,33	245—300	300—325
Быстроходные дизели	0,42—0,48	0,35—0,40	175—205	217—238
Газовые	0,28—0,33	0,23—0,28	—	—

Для газовых двигателей удельный индикаторный расход теплоты равен 12,8—10,8 МДж/(кВт·ч), а эффективный 17—14,4 МДж/(кВт·ч).

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ И НА ТОКСИЧНОСТЬ

§ 1. Общие сведения

У двигателей с искровым зажиганием максимальная мощность достигается регулировкой состава смеси ($\alpha \approx 0,8 \div 0,9$) и угла опережения зажигания, обеспечивающего бездетонационное сгорание; у дизелей — регулировкой состава смеси, обуславливающего бездымный выпуск, и угла опережения начала впрыска, соответствующего наименьшему расходу топлива для данного режима и допускаемой скорости нарастания давления в фазе быстрого сгорания¹. Анализ факторов, влияющих на показатели двигателя, необходим для определения способов достижения максимальной мощности, которую данный двигатель может развивать во всем диапазоне скоростных режимов, хотя экономичность при этом не будет оптимальной.

В эксплуатационных условиях автомобильный двигатель работает преимущественно на режимах неполной нагрузки. Для этих режимов анализ производится с целью определения условий, при которых достигается устойчивая работа двигателя при наибольшей экономичности на каждом скоростном режиме.

При анализе факторов, влияющих на показатели двигателя, необходимо учитывать также их воздействие на образование токсичных компонентов в продуктах сгорания.

§ 2. Влияние различных факторов на индикаторные показатели и токсичность двигателя с искровым зажиганием

Конструктивные параметры и форма камеры сгорания. От формы камеры сгорания зависит характер развития процесса сгорания и теплоотдача в стенки. Основные требования к конструкции камер сгорания заключаются в обеспечении высокого наполнения цилиндра, эффективности протекания процесса сгорания с наименьшей токсичностью продуктов сгорания и использования выделившейся теплоты.

Конструкция камеры сгорания в значительной мере зависит от общей компоновки двигателя. Особое внимание уделяется техноло-

¹ Регулировку угла начала впрыска топлива на допускаемую скорость нарастания давления чаще всего производят в случае применения бензина в качестве топлива для дизеля, когда длительность периода задержки резко увеличивается.

гии изготовления камер сгорания, методу обработки их поверхностей и получению одинаковых объемов камер во всех цилиндрах.

Различные формы камер сгорания могут быть сведены к принципиальным схемам, представленным на рис. 82. На рис. 82, з показана классическая форма камеры сгорания двигателя с нижним расположением клапанов, применявшаяся на двигателях ЗИЛ-120 и его модификациях, ГАЗ-51 и ГАЗ-20. В настоящее время в СССР наибольшее распространение получили камеры сгорания: плоскоовальная (рис. 82, г) и полуклиновидная (82, ж) с небольшим углом наклона (ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ГАЗ-21, ГАЗ-24, МЗМА-407 и АЗЛК-408, ВАЗ-2103). На двигателе АЗЛК-412 применяют полусферическую камеру (рис. 82, в).

Камеры сгорания оценивают по следующим основным показателям:

1) возможности обеспечения высокой степени очистки и наполнения цилиндра, что, в частности, связано с размещением клапанов с развитыми проходными сечениями. Факторы, определяющие эти качества, были рассмотрены ранее (см. гл. IV);

2) отношению поверхности камеры сгорания $F_{кс}$ к ее объему $V_{кс}$. Увеличение этого отношения влияет на тепловые потери в стенки, а также на потери, связанные с замедленным сгоранием у стенок и в узких зазорах, образуемых в различных зонах камеры. Последнее, а также возможность полного прекращения реакций в пристеночной зоне увеличивает содержание несгоревших углеводородов C_xH_y в продуктах сгорания.

Отношение $F_{кс}/V_{кс}$ для заданного типа камеры сгорания зависит от отношения S/D , рабочего объема цилиндра V_h и степени сжатия ϵ . Отношение $F_{кс}/V_{кс}$ наименьшее у полусферической камеры сгорания (рис. 82, в).

Существенное влияние на концентрацию несгоревших углеводородов в продуктах сгорания оказывает высота зазора между днищем поршня и головкой в зоне вытеснителя. При большем зазоре вследствие более полного протекания реакции содержание несгоревших углеводородов в продуктах сгорания уменьшается;

3) степени турбулизации заряда в камере сгорания при впуске и сжатии.

Для эффективного протекания процесса сгорания необходимо усиливать до некоторого предела турбулизацию заряда (см. гл. VI). В то же время при высокой степени турбулизации возникают дополнительные тепловые и гидродинамические потери. Турбулизация заряда с необходимой интенсивностью обеспечивает получение высокой экономичности и мощности двигателя. Она в камерах сгорания, имеющих вытеснители, создается направленным движением смеси в процессе впуска и усиливается вследствие вытеснения заряда из вытеснителей при приближении поршня к в. м. т. Оптимальные конструктивные соотношения для камеры сгорания каждого типа определяются по данным экспериментальных исследований. В камерах сгорания, не имеющих вытеснителей, также можно достичь необходимой степени турбулизации путем создания соответствующего

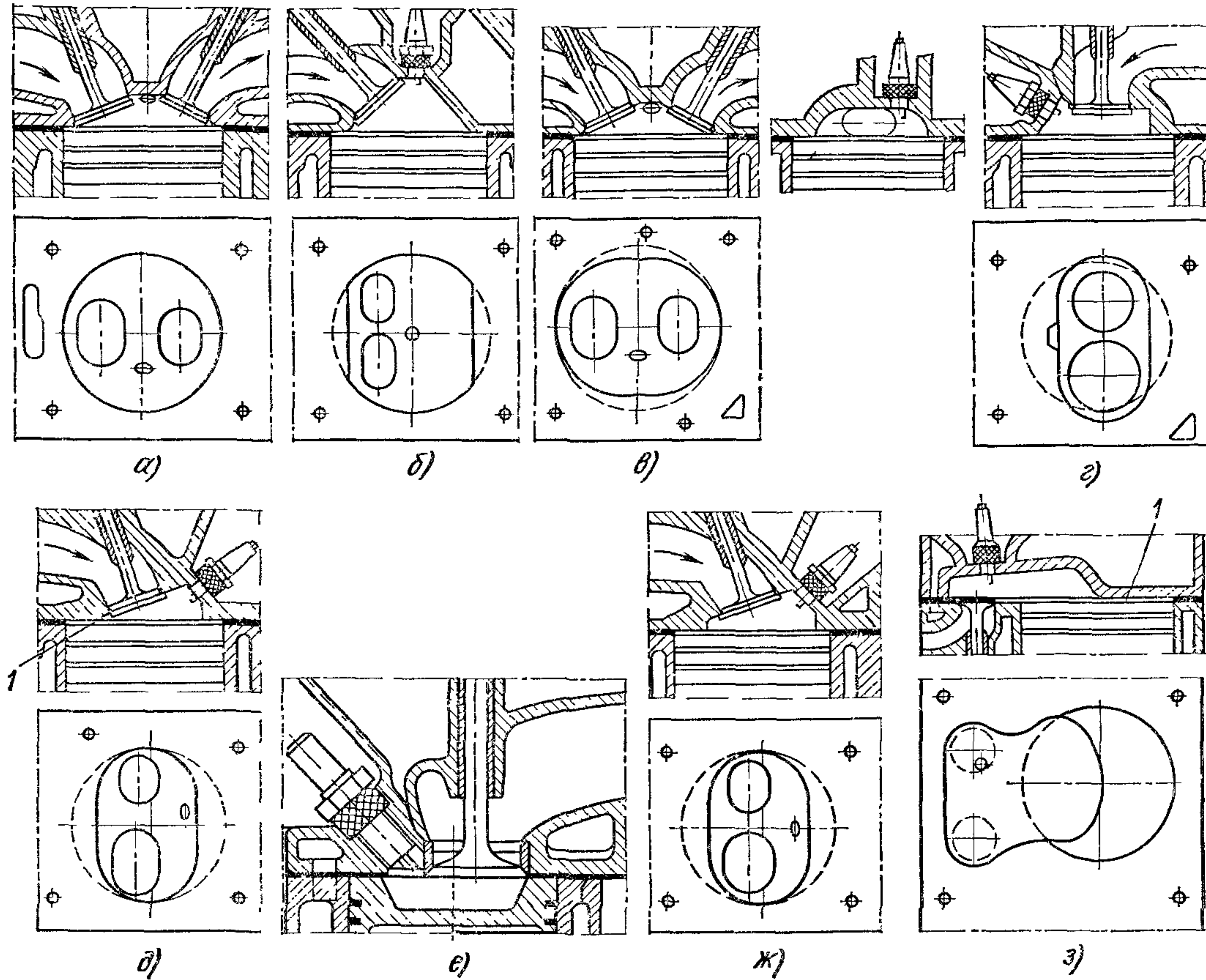


Рис. 82. Схемы камер сгорания карбюраторных двигателей:

а — полусферическая; *б* — шапчатая; *в* — полусферическая; *г* — плоскоовальная; *д* — клиновидная; *е* — в поршне; *жс* — полуклиновидная, *з* — F-образная при нижнем расположении клапанов, *1* — вытеснитель

направленного движения смеси на впуске. Например, при использовании цилиндрической камеры в поршне (рис. 82, е) и специальной формы впускного канала в головке. При выборе размеров вытеснителя учитывают также их влияние на образование углеводородов C_xH_y ;

4) величине максимальных давлений цикла и скорости нарастания давления на участке сгорания. На эти параметры влияет изменение во времени поверхности фронта пламени, а соответственно и объем рабочей смеси, участвующей в процессе сгорания. При одинаковой скорости распространения пламени изменение поверхности фронта пламени зависит от формы камеры сгорания и места расположения свечи;

5) возможности повышения степени сжатия при одновременном снижении склонности к детонационному сгоранию и соответственно требований к октановому числу топлива, а также к токсичности двигателя;

6) длительности сгорания, являющейся важным оценочным параметром камеры сгорания и зависящей от рассмотренных выше условий, а также от расстояния между свечой и наиболее удаленной зоной камеры. Чем меньше длительность сгорания, тем выше антидетонационные качества камеры сгорания.

Степень сжатия. Для теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме зависимость термического КПД от степени сжатия определяется выражением (14).

На рис. 83 приведены зависимости индикаторного КПД от степени сжатия, полученные для двигателей с различными камерами сгорания. Кривая 5 характеризует изменение КПД, подсчитанного для камеры I по эмпирической формуле $\eta_t = 1 - 1/\epsilon^{\eta_1}$ в предположении, что при увеличении ϵ по сравнению с исходной (5,6), для которой было экспериментально найдено значение η_i , характер процесса сгорания, потери теплоты и показатель степени остаются неизменными. Разница в значениях η_i , определенных по кривым 1 (камера I), 2 (камера II), 3 (камера III) и 4 (камера IV), является результатом влияния конструкции камеры сгорания на эффективность теплоиспользования. Кривые 3 и 7 относятся к камере III, причем кривая 3 — для случая установки ширмы на впускном клапане, усиливающей турбулизацию заряда. Характеристика для камеры IV снималась при нагрузке, равной $0,6N_e$ и экономичном составе смеси.

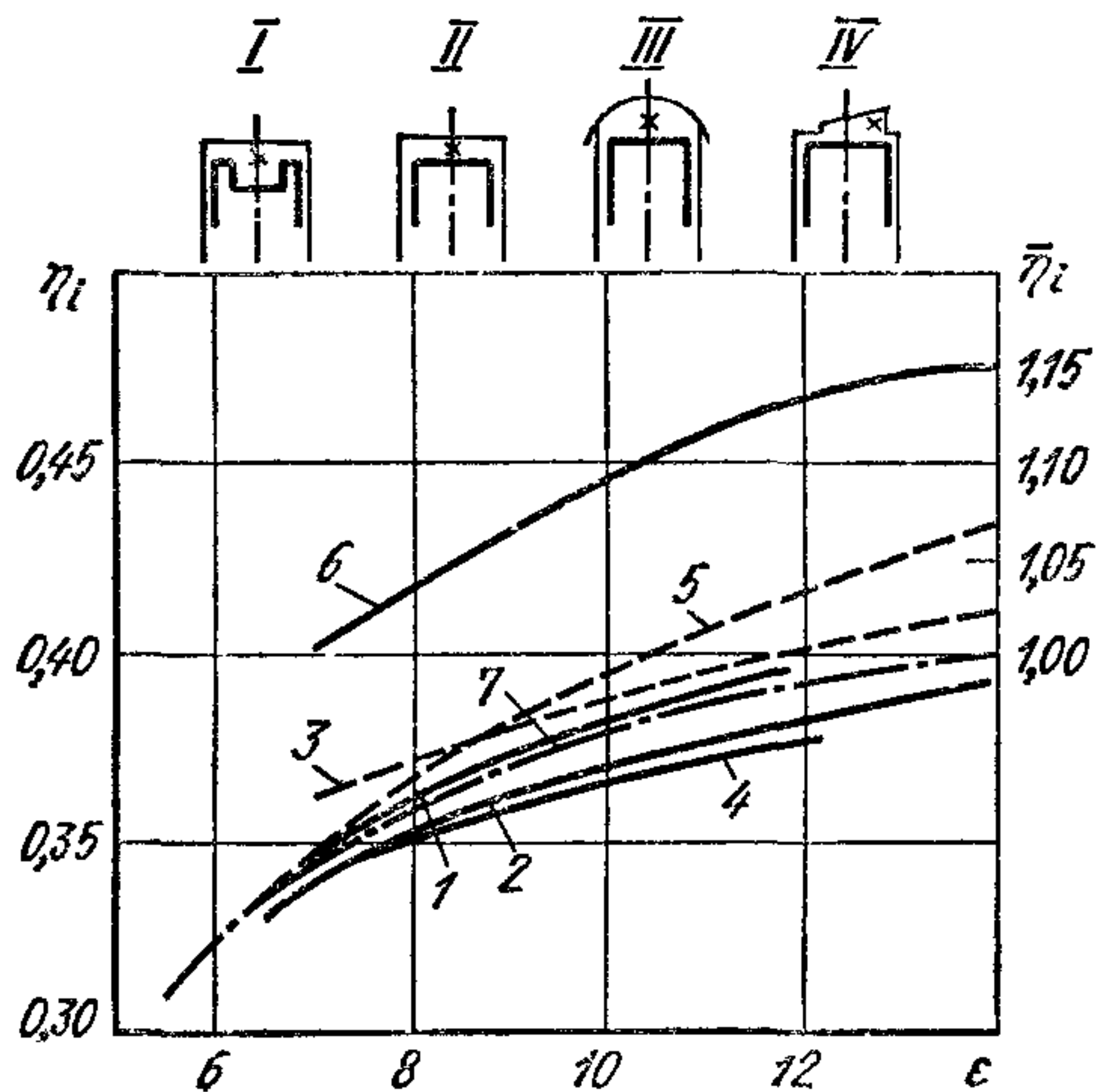


Рис. 83. Изменение η_i в зависимости от ϵ для различных камер сгорания

При построении кривой η_i относительного роста индикаторного КПД для $\epsilon = 7,0$ было принято $\eta_i = 1$. Рассматривая зависимость $\eta_i = f(\epsilon)$, видим, что для всех камер сгорания ее характер примерно одинаковый.

Из сопоставления кривой η_i с кривыми $\eta_t = 1 - 1/\epsilon^{\kappa-1}$ (см. рис. 8) для теоретического цикла, а также с кривой 5, следует, что изменение η_i не может быть выражено эмпирической формулой, в которой показатель при степени сжатия принимается неизменным. Это объясняется тем, что с увеличением ϵ уменьшается эффективность тепловыделения, определяемого количеством выделившейся теплоты в основной фазе сгорания и возрастает доля топлива, сгорающего в процессе догорания в глубине зоны сгорания, в пристеночном слое и в узком зазоре между поршнем и стенкой камеры. Из-за роста максимальной температуры цикла увеличивается отвод теплоты к теплопередающим поверхностям, а явления диссоциации проявляются в большей степени. Вследствие этого дополнительные потери, снижающие эффективное использование теплоты тем больше, чем выше ϵ .

Необходимо отметить, что за последние 15 лет увеличение $\eta_i = f(\epsilon)$ дает больший эффект, чем следует из рис. 83, так как при одновременном повышении ϵ улучшалась форма камеры сгорания и ее обработка. Вследствие этого, а также в результате улучшения процесса образования смеси и других мероприятий достигнуто большее теплоиспользование в цикле, чем только путем повышения ϵ .

Кривая η_i может быть также использована для оценки возможного увеличения η_i при больших по сравнению с исходными значениями ϵ .

В связи с тем, что с повышением ϵ растет отношение $F_{\text{КС}}/V_{\text{КС}}$, количество углеводородов в продуктах сгорания повышается из-за увеличения объема пристеночного слоя, в котором происходит гашение пламени. В случае работы двигателя на бедной смеси, когда имеется избыточный кислород, при увеличении ϵ существенно возрастает содержание NO_x в продуктах сгорания в результате повышения температуры в процессе сгорания (рис. 84, б). Влияние ϵ на изменение содержания C_xH_y в продуктах сгорания при различных α показано на рис. 84, а. Изменение ϵ на концентрацию CO практически не влияет.

С повышением ϵ возрастает нагрузка на шатунно-кривошипный механизм, и для обеспечения надежности двигателя необходимо соответственно увеличивать размеры и массу основных деталей. Вследствие этого возрастают механические потери, и пуск двигателя затрудняется. При больших ϵ необходимо использовать топлива с более высокими октановыми числами. Повышение токсичности отработавших газов, а также требований к октановому числу применяемого топлива ограничивают величину ϵ в двигателях с искровым зажиганием до 9,5.

Размеры цилиндра. Увеличение объема цилиндра пропорционально кубу, а теплопередающей поверхности F_T — квадрату линейных размеров. Поэтому при увеличении объема цилиндра уменьшается отношение F_T/V и снижается доля теплоты, отдаваемой в

стенки, вследствие чего улучшается теплоиспользование цикла. Вместе с тем, при этом в результате более высокой температуры негоревшей части заряда может появиться детонация. Детонация в двигателях с большим диаметром цилиндра, если не применять дополнительных мер (например, установки двух свечей), может также возникнуть из-за увеличения длительности процесса сгорания.

Анализ совокупного влияния указанных факторов показывает, что антидетонационные качества камеры сгорания являются решающими при выборе размеров рабочего объема цилиндра.

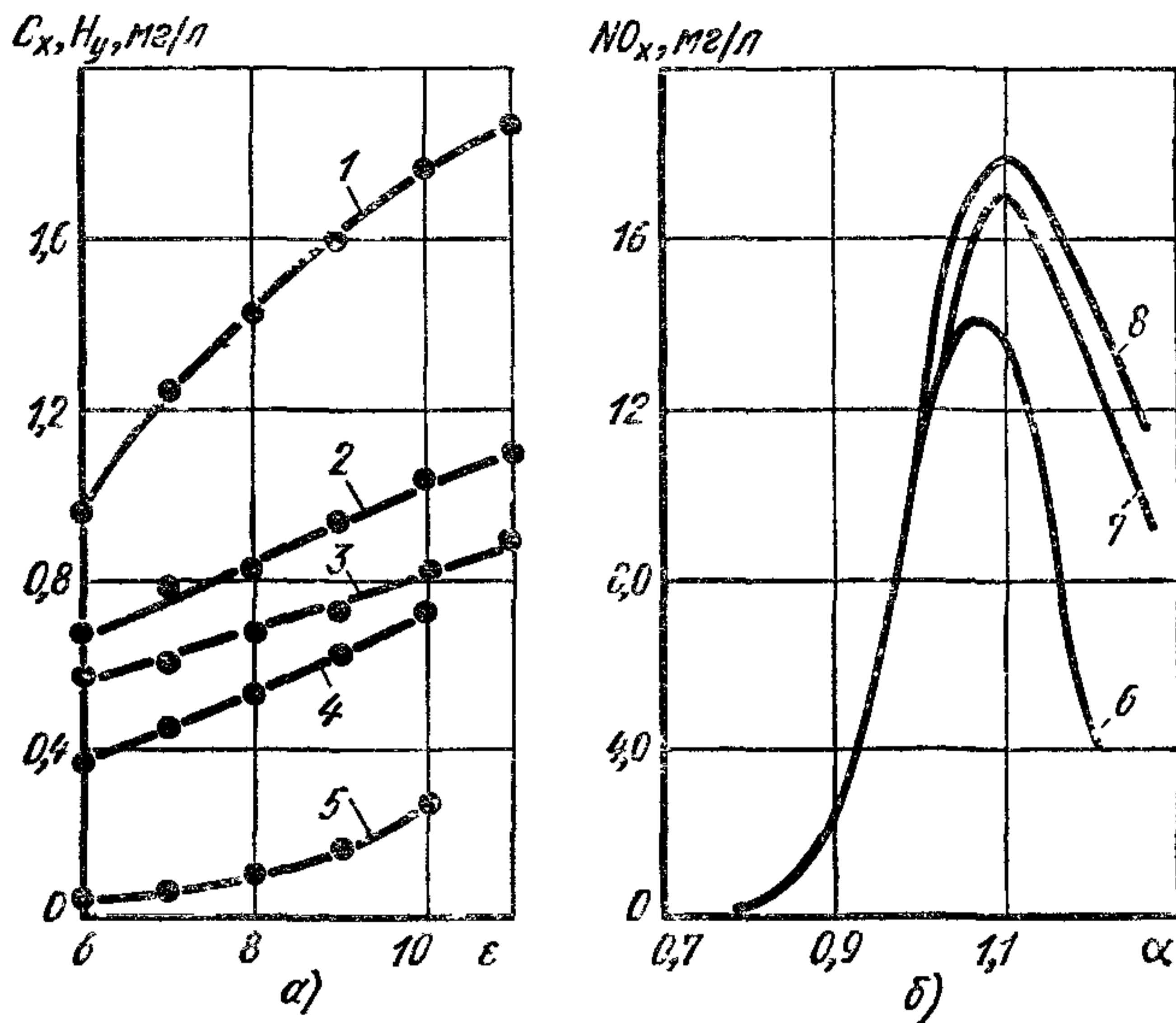


Рис. 84. Зависимость содержания C_xH_y и NO_x в отработавших газах карбюраторного двигателя от ϵ при различных α и ϕ_3 :

1 — $\sigma = 0,81$ и $\phi_3 = 38^\circ$, 2 — $\sigma = 0,81$ и $\phi_3 = 2^\circ$, 3 — $\alpha = 1,0$ и $\phi_3 = 20^\circ$, 4 — $\alpha = 1,16$ и $\phi_3 = 38^\circ$, 5 — $\alpha = 1,16$ и $\phi_3 = 2^\circ$, 6 — $\epsilon = 6,7$; 7 — $\epsilon = 9,5$, 8 — $\epsilon = 12$

В камерах сгорания одинаковых форм при уменьшении диаметра цилиндра можно повысить ϵ и соответственно η_c . При неизменном ϵ индикаторный КПД будет выше при большем диаметре цилиндра.

Состав смеси. Для термодинамического цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и реальным рабочим телом изменение термического КПД η_t в зависимости от коэффициента избытка воздуха α показано на рис. 85. В области богатых смесей ($\alpha < 1$) η_t резко падает, что объясняется понижением количества подведенной теплоты, так как при уменьшении α увеличивается разность между количеством внесенной и выделившейся в цикле теплоты. При стехиометрическом составе смеси ($\alpha = 1$) выделившаяся за цикл теплота всегда практически равна внесенной. При дальнейшем обеднении смеси ($\alpha > 1$) количество внесенной теплоты, отнесенной к смеси топлива с воздухом, уменьшается и соответственно понижаются максимальные температура цикла и температура расширения, а также относительное

содержание CO_2 и H_2O в продуктах сгорания. Оба эти фактора уменьшают теплосемкость рабочего тела и повышают средний показатель адиабаты расширения k , следствием чего является постепенное возрастание η_i в области $\alpha > 1$.

В действительном цикле индикаторный КПД по мере обеднения смеси увеличивается, но только до определенного предела, при котором процесс сгорания будет протекать нормально. При дальнейшем обеднении смеси вследствие резкого увеличения неустойчивости сгорания в последовательных циклах (вплоть до пропусков зажигания) η_i уменьшается.

Величину α , при которой достигается наилучшее теплоиспользование, называют *пределом эффективного обеднения смеси*. Предел эффективного обеднения зависит от температуры и давления, при

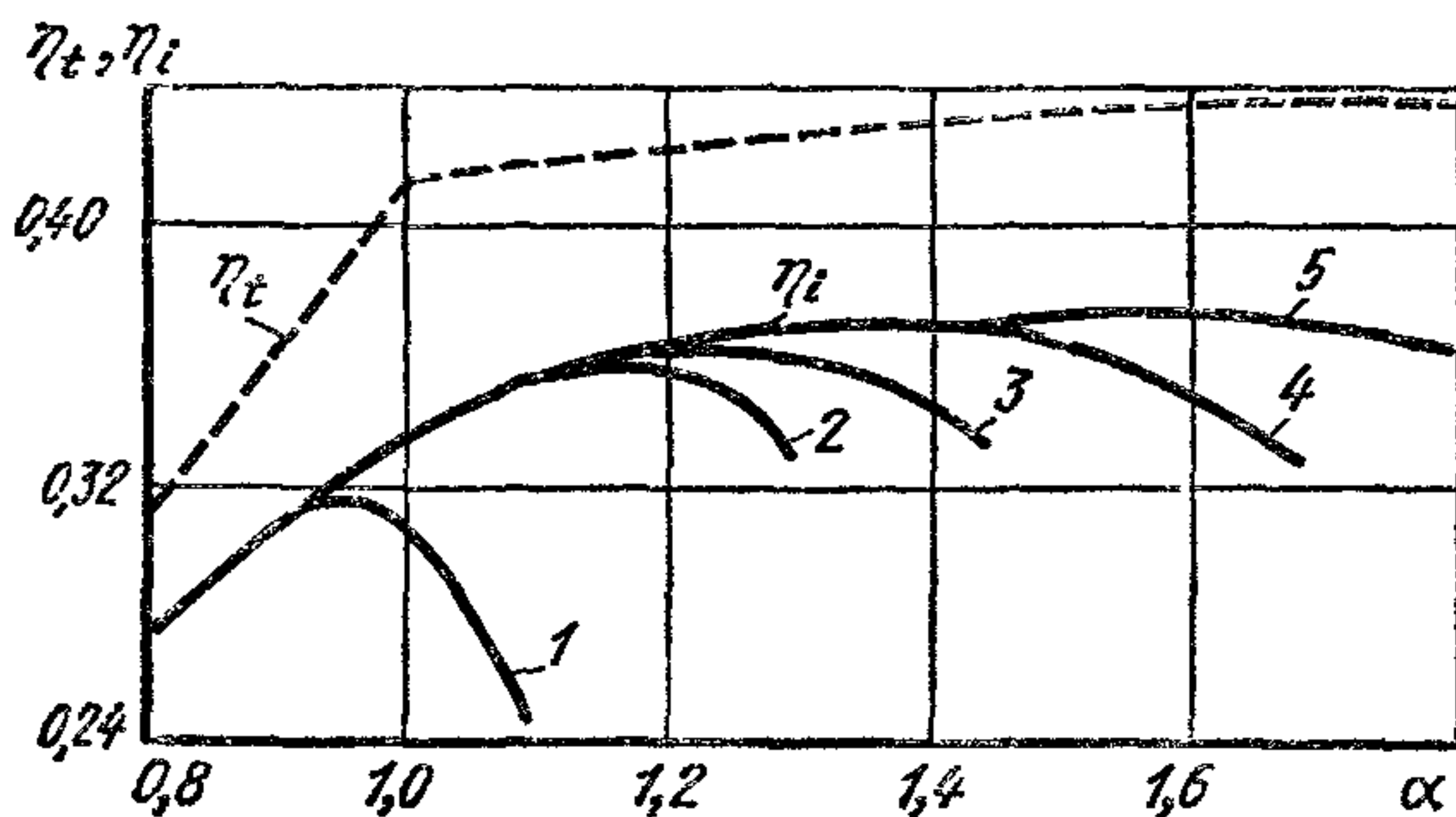


Рис. 85. Зависимость индикаторного η_i и термического КПД от α в карбюраторном двигателе:

1 — при частичной нагрузке ($\eta_V = 0,32$); 2 — при полностью открытой дроссельной заслонке; 3 — при установке двух свечей зажигания в каждом цилиндре; 4 — при применении расслоенного заряда; 5 — при форкамерно-факельном зажигании

которых происходит воспламенение, концентрации топлива в зоне свечи, распределения состава смеси в объеме камеры сгорания, интенсивности источника воспламенения, типа камеры сгорания и режима работы двигателя.

На рис. 85 показано изменение предела эффективного обеднения смеси в случае одновременного зажигания от нескольких (две свечи) источников (кривая 3), обогащения состава смеси в зоне свечи (расслоенный заряд), когда часть топлива подводится к впускному клапану по специальной трубке так, чтобы струя его была направлена в зону свечи (кривая 4), и форкамерно-факельного зажигания (кривая 5). Во всех этих случаях предел эффективного обеднения смещается в сторону более бедных смесей, при которых обеспечивается надежное воспламенение. Даже при наиболее благоприятных условиях воспламенения смеси, например при форкамерно-факельном зажигании, не удастся расширить предел эффективного обеднения смеси до $\alpha > (1,5 \div 1,7)$. Это объясняется тем, что при очень бедной смеси затрудняется распространение пламени в ее объеме и сгорает лишь часть смеси, непосредственно соприкасающаяся с поступающим из форкамеры горящим факелом топлива.

Необходимо отметить, что при высокой ϵ возможна устойчивая работа двигателя на более обедненных смесях. В результате этого η_i повышается более интенсивно с ростом ϵ , чем при сгорании обогащенной смеси.

Состав смеси оказывает сильное влияние на образование токсических составляющих продуктов сгорания. Как видно из графиков (рис. 86), при работе двигателя на смеси, состав которой соответствует пределу эффективного обеднения, в продуктах сгорания отсутствует CO , а содержание C_xH_y наименьшее. По мере обогащения смеси содержание CO и C_xH_y увеличивается. При обеднении смеси сверх предела эффективного обеднения из-за ухудшения процесса сгорания содержание C_xH_y в продуктах сгорания также повышается.

Содержание окислов азота NO_x при наличии избыточного кислорода тем больше, чем выше максимальная температура цикла. В двигателях с искровым зажиганием максимальная температура цикла достигается при $\alpha = 0,85 \div 0,95$, при этом из-за отсутствия свободного кислорода количество NO_x небольшое. Максимальное количество NO_x образуется при значениях α несколько больших единицы ($\alpha \approx 1,05$), когда температуры незначительно отличаются от максимальной и в то же время в продуктах сгорания имеется некоторое количество свободного кислорода.

Дросселирование. Предел эффективного обеднения в карбюраторных двигателях меняется незначительно, что не позволяет при уменьшении нагрузки от полной до холостого хода применять качественное регулирование. При обычной системе зажигания, если учесть, что максимальная нагрузка достигается в случае $\alpha = 0,8 \div 0,9$, а предел эффективного обеднения равен $1,1-1,3$, снижение нагрузки (на $10-20\%$) при качественном регулировании возможно только в указанном диапазоне изменения α . Дальнейшее уменьшение нагрузки возможно путем снижения количества поступающей в цилиндр смеси. Такое количественное регулирование достигается прикрытием дроссельной заслонки. Однако только количественным регулированием ($\alpha = \text{const}$) не удастся осуществить хорошего протекания процесса сгорания. При уменьшении нагрузки дросселированием изменяют условия воспламенения смеси (см. гл. VI), и предел эффективного обеднения смещается в сторону более богатой смеси (кривая 2 на рис. 85). Снижение нагрузки путем дросселирования двигателя заметно влияет на эффективность теплоиспользования.

На рис. 87 показаны верхние части индикаторных диаграмм двигателя ЗИЛ-130 при различном положении дроссельной заслонки. По мере прикрытия дроссельной заслонки максимальное давление цикла существенно понижается.

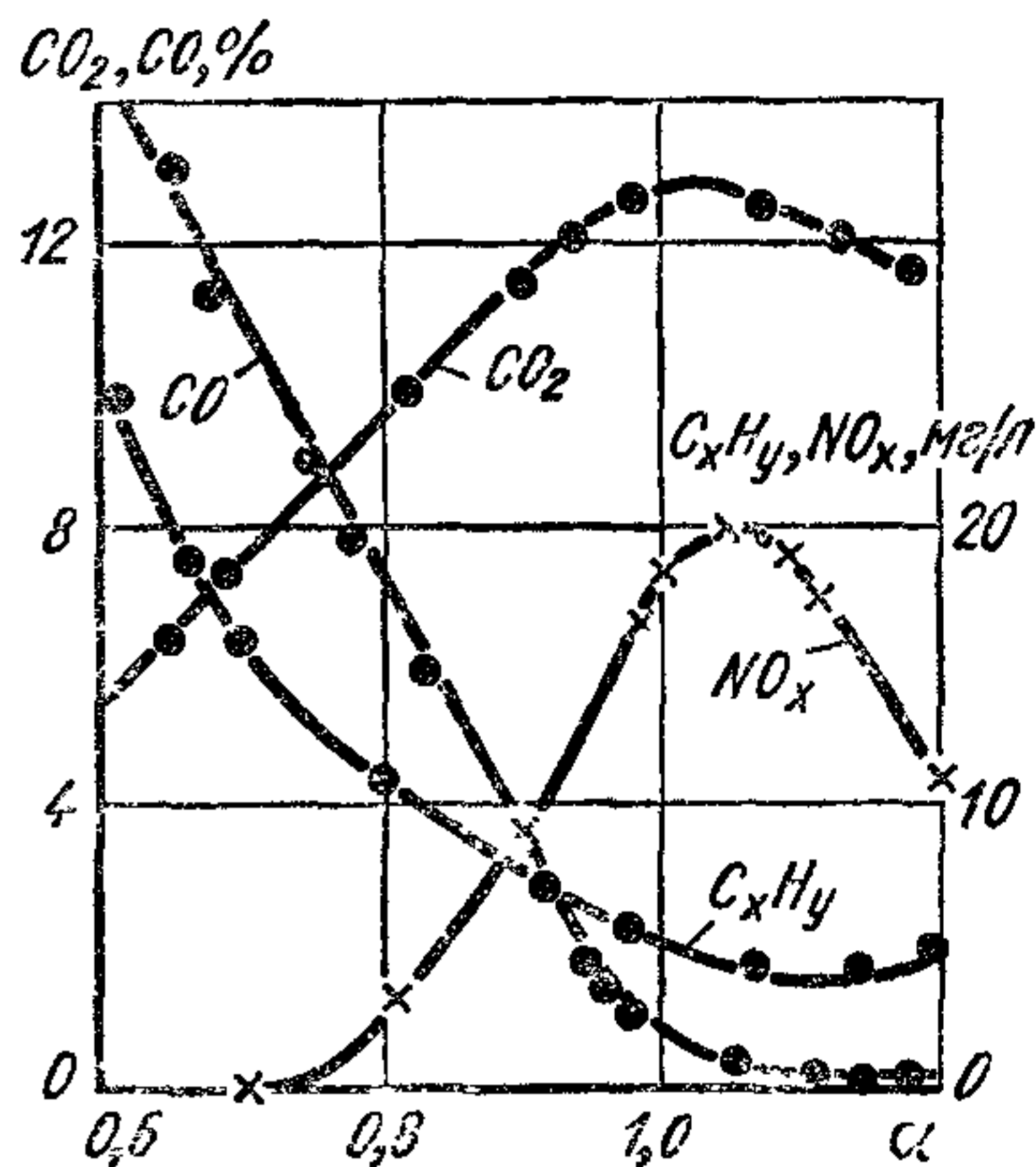


Рис 86. Зависимость токсических компонентов в продуктах сгорания от α в карбюраторном двигателе

На рис. 88 представлены зависимости некоторых параметров при дросселировании двигателя МЗМА-407 от коэффициента наполнения для двух случаев, когда $\alpha = 0,9 = \text{const}$ (количественное регулирование) и когда значения α на всех режимах обеспечивают наибольший η_i (смешанное регулирование). При уменьшении η_v (особенно в случае $\alpha = \text{const}$) увеличивается длительность начальной фазы сгорания θ_1 ; длительность основной фазы сгорания θ_{II} при этом почти не меняется. В результате при дросселировании возрастает

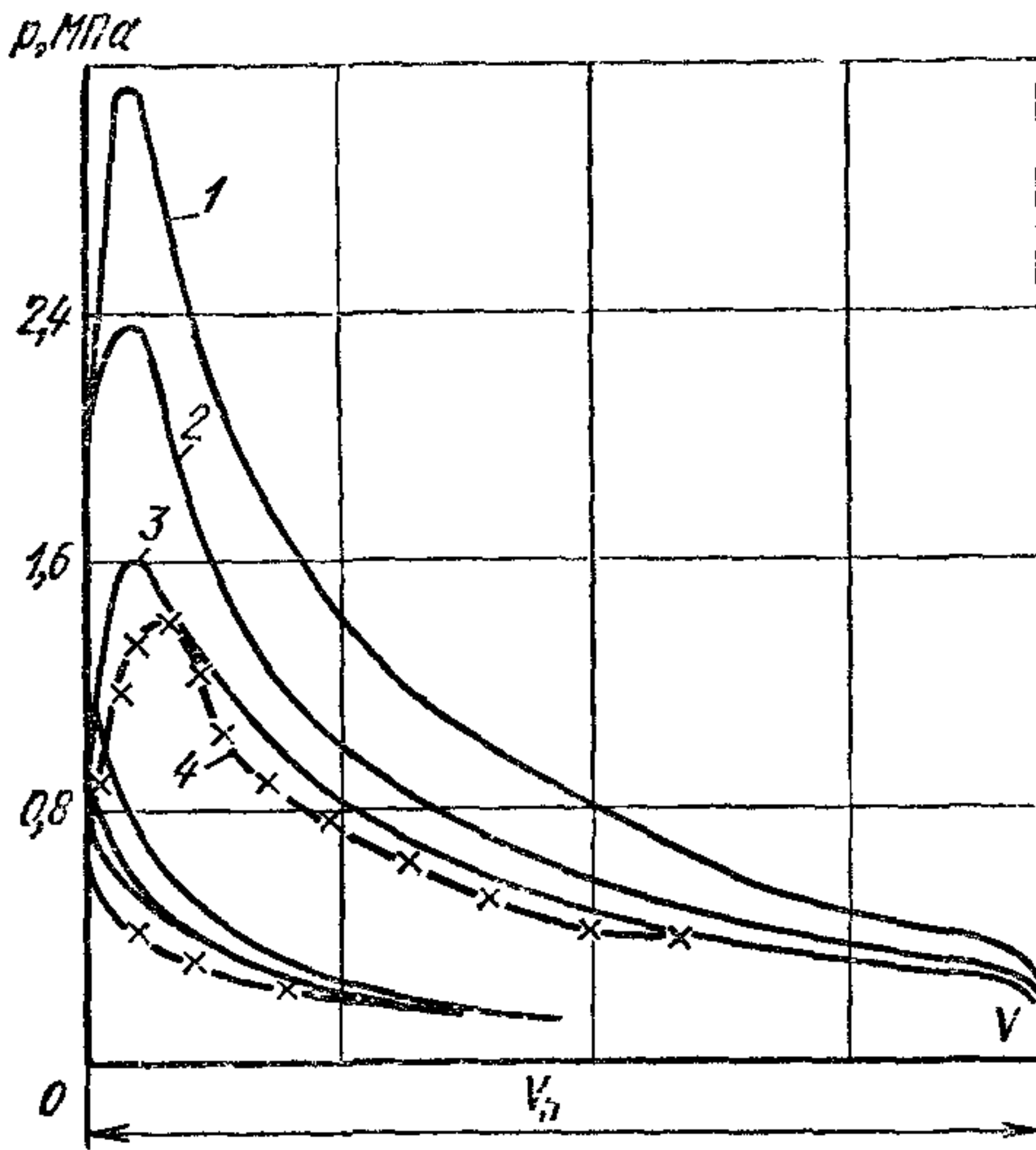


Рис. 87. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИЛ-130 при различных положениях дроссельной заслонки: ($n = 1200$ об/мин):

1 — $p_2 = 0,919$ МПа; 2 — $p_2 = 0,66$ МПа,
3 — $p_2 = 0,34$ МПа; 4 — $p_2 = 0,19$ МПа

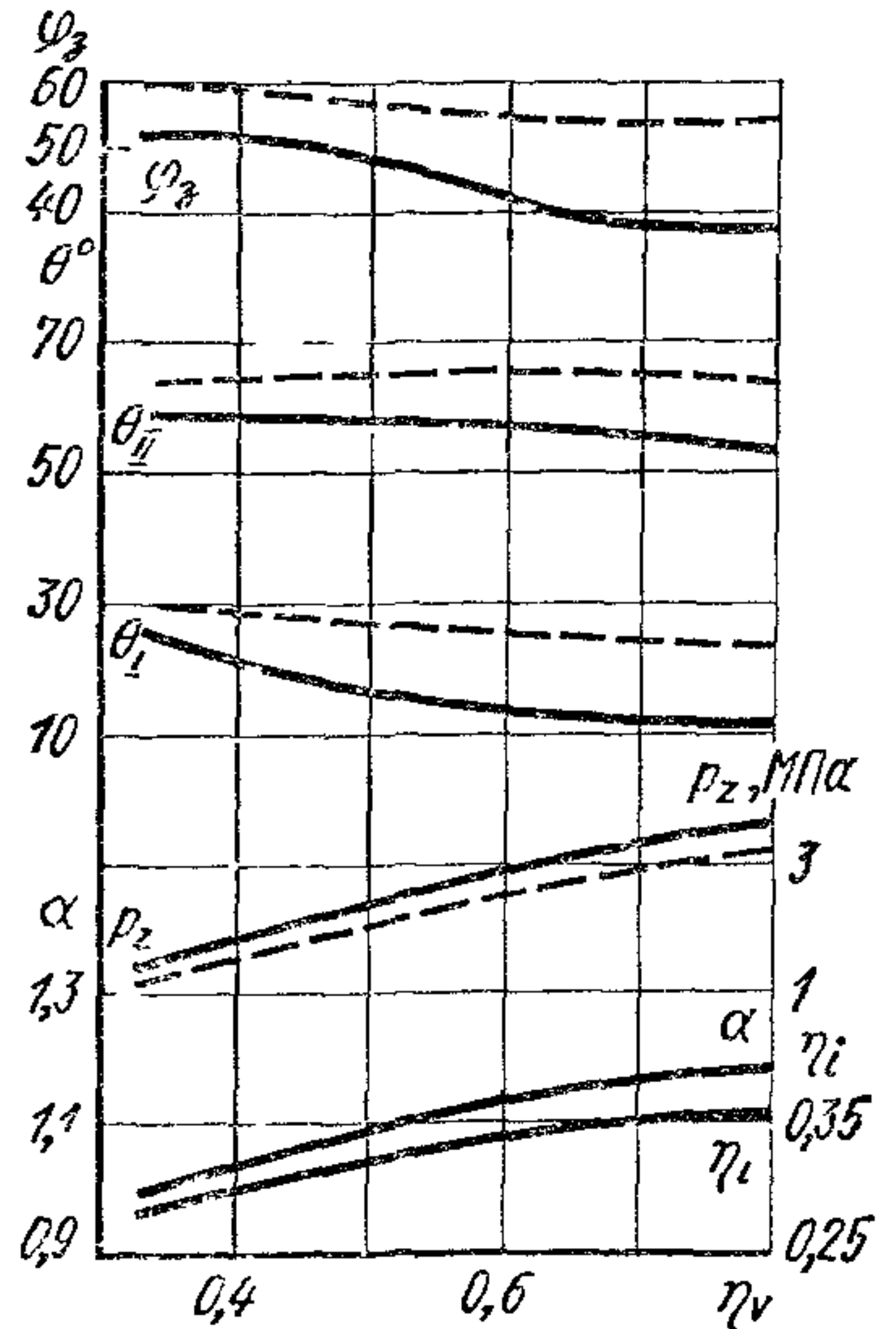


Рис. 88. Зависимость индикаторных показателей карбюраторного двигателя от коэффициента η_v ($n = 2000$ об/мин; $\varepsilon = 7,0$; бензин А-74):

штриховые линии — $\alpha = 0,9$;
сплошные — α при оптимальном η_i

общая продолжительность сгорания. Для того чтобы процесс сгорания протекал ближе к в. м. т., необходимо увеличивать угол опережения зажигания φ_3 (см. рис. 88). Однако увеличением угла φ_3 при дросселировании не удастся полностью компенсировать возрастание основной фазы, и по мере снижения нагрузки продолжительность сгорания при расширении увеличивается.

Совокупное влияние смещения предела эффективного обеднения в сторону богатых смесей и ухудшения эффективности использования теплоты в цикле из-за усиливающегося догорания в процессе расширения приводит к снижению индикаторного КПД η_i при уменьшении нагрузки дросселированием. На рис. 89 показано изменение состава смеси, η_i и φ_3 в зависимости от нагрузки при дросселировании двигателей с различными ε и типами камер сгорания. Приведенные характеристики показывают, что по мере повышения до определен-

ного предела частоты вращения η_i возрастает практически при всех нагрузках. Точка *a* характеризует режим, при котором в случае полного открытия дроссельной заслонки и соответствующего обогащения смеси достигается наибольшая нагрузка. Участки *a* — *b* соответствуют качественному регулированию состава смеси. На этих участках η_i растет вследствие обеднения смеси до значения α , соответствующего пределу эффективного обеднения при практически неизменяющемся положении дроссельной заслонки. При дальнейшем уменьшении нагрузки дроссельную заслонку прикрывают.

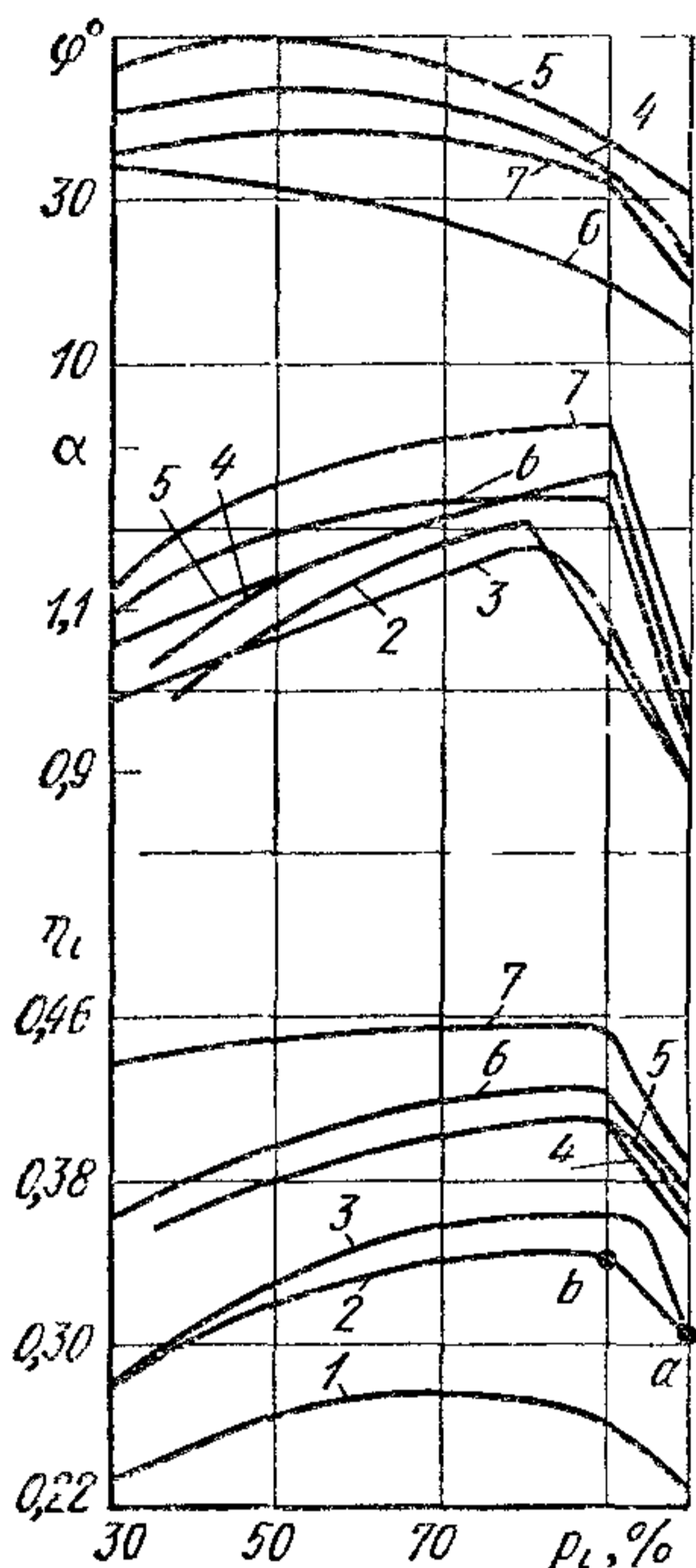


Рис. 89 Зависимость изменения состава смеси, η_i и φ_3 от изменения нагрузки (p_i в %) дросселированием для различных камер сгорания, ϵ и n :

1 — полуклиноватая камера, $\epsilon = 6,5$, $n = 1200$ об/мин; 2 — то же, $\epsilon = 7$, $n = 2000$ об/мин; 3 — то же, $\epsilon = 6,7$, $n = 2500$ об/мин; 4 — камера в поршне, $\epsilon = 8,9$, $n = 2000$ об/мин; 5 — то же, $\epsilon = 8,9$, $n = 3000$ об/мин; 6 — то же, $\epsilon = 10,95$, $n = 2000$ об/мин; 7 — то же, $\epsilon = 10,95$, $n = 3000$ об/мин

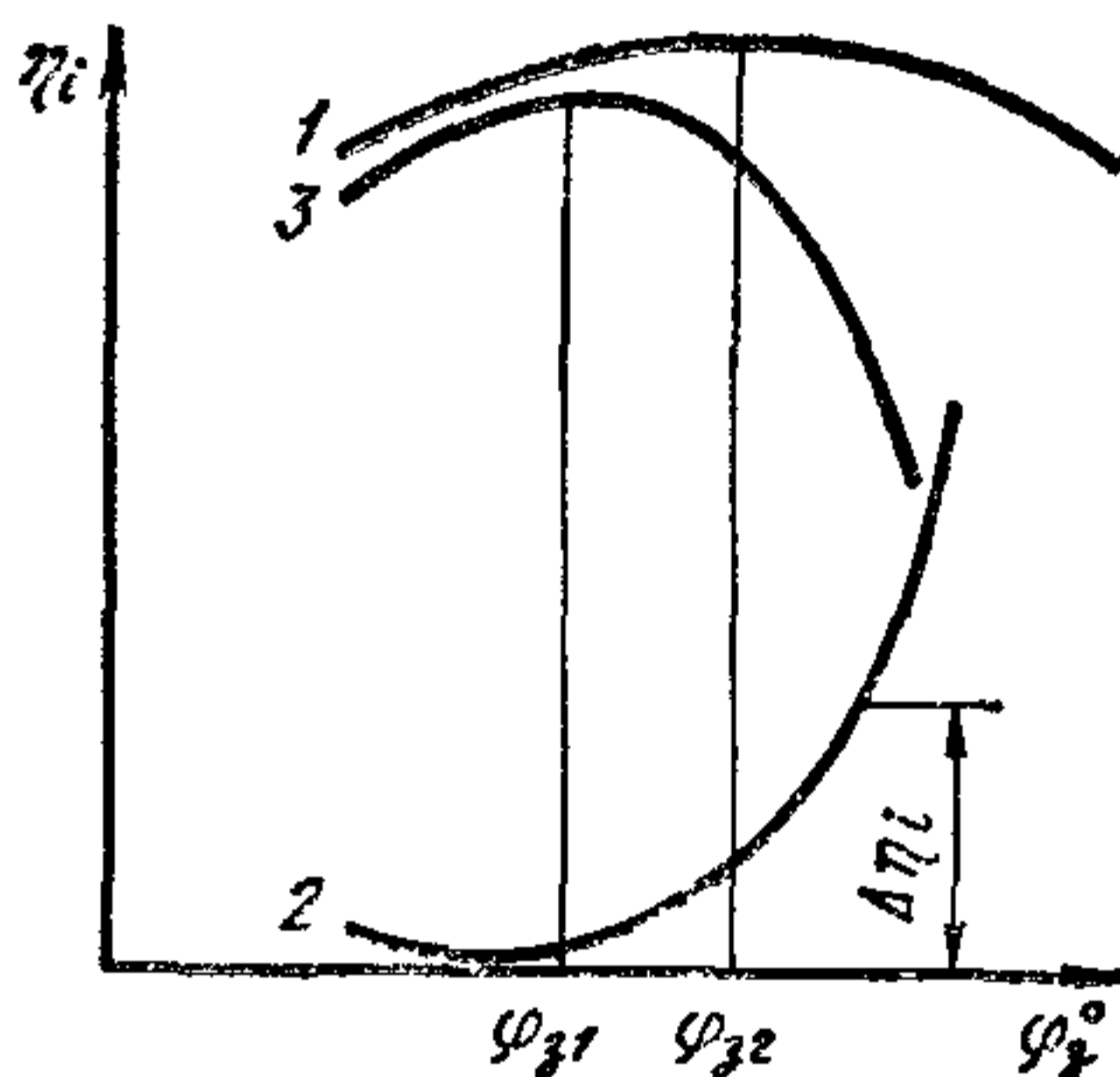


Рис. 90. Зависимость $\eta_i = f(\varphi_3)$

Необходимость обогащения смеси приводит к снижению η_i , тем больше, чем сильнее обогащается смесь при уменьшении нагрузки.

При дросселировании содержание углеводородов увеличивается, а при обогащенной смеси ($\alpha < 1$) в продуктах сгорания содержится СО тем больше, чем богаче смесь. Исследования показывают, что при минимальной частоте вращения холостого хода наблюдаются пропуски воспламенения. В результате, несмотря на то, что $\alpha < 1$, в продуктах сгорания, наряду с СО имеются свободный кислород и углеводороды.

Угол опережения зажигания. Угол опережения зажигания φ_3 определяет протекание процесса сгорания относительно в. м. т. и в соответствии с этим полноту теплоиспользования, характеризуемую индикаторным КПД. При изменении угла φ_3 меняются температура, давление и условия турбулизации заряда в период развития процесса сгорания.

При чрезмерном увеличении φ_3 процесс сгорания в основном развивается до в. м. т. и в конце процесса сжатия затрачивается дополнительная работа. Кривая 1 (рис. 90) характеризует зависимость индикаторного КПД η_i от угла φ_3 для единичного цикла с заданным составом смеси. В двигателях с искровым зажиганием сгорание в последовательных циклах протекает неодинаково. При увеличении

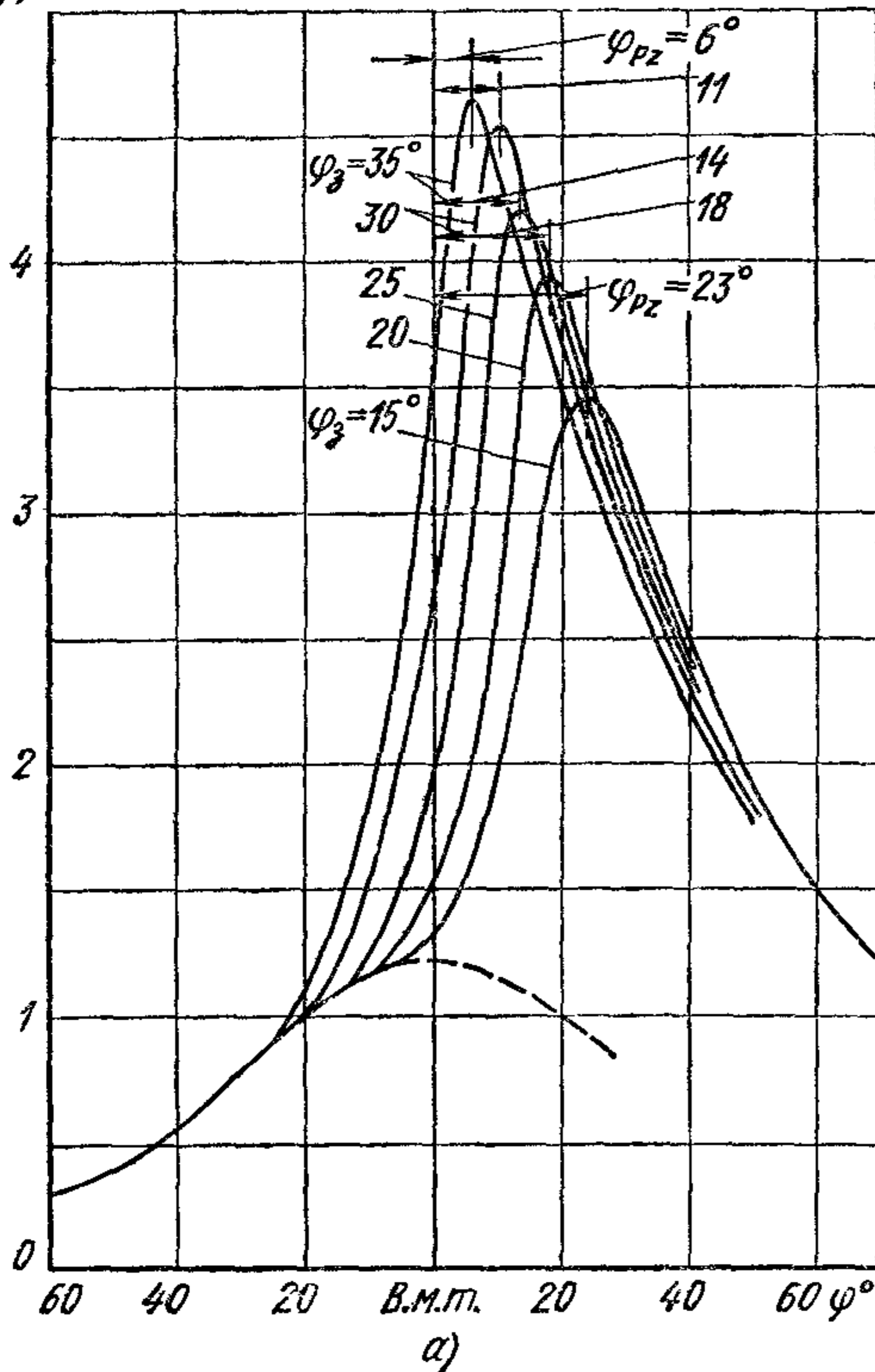
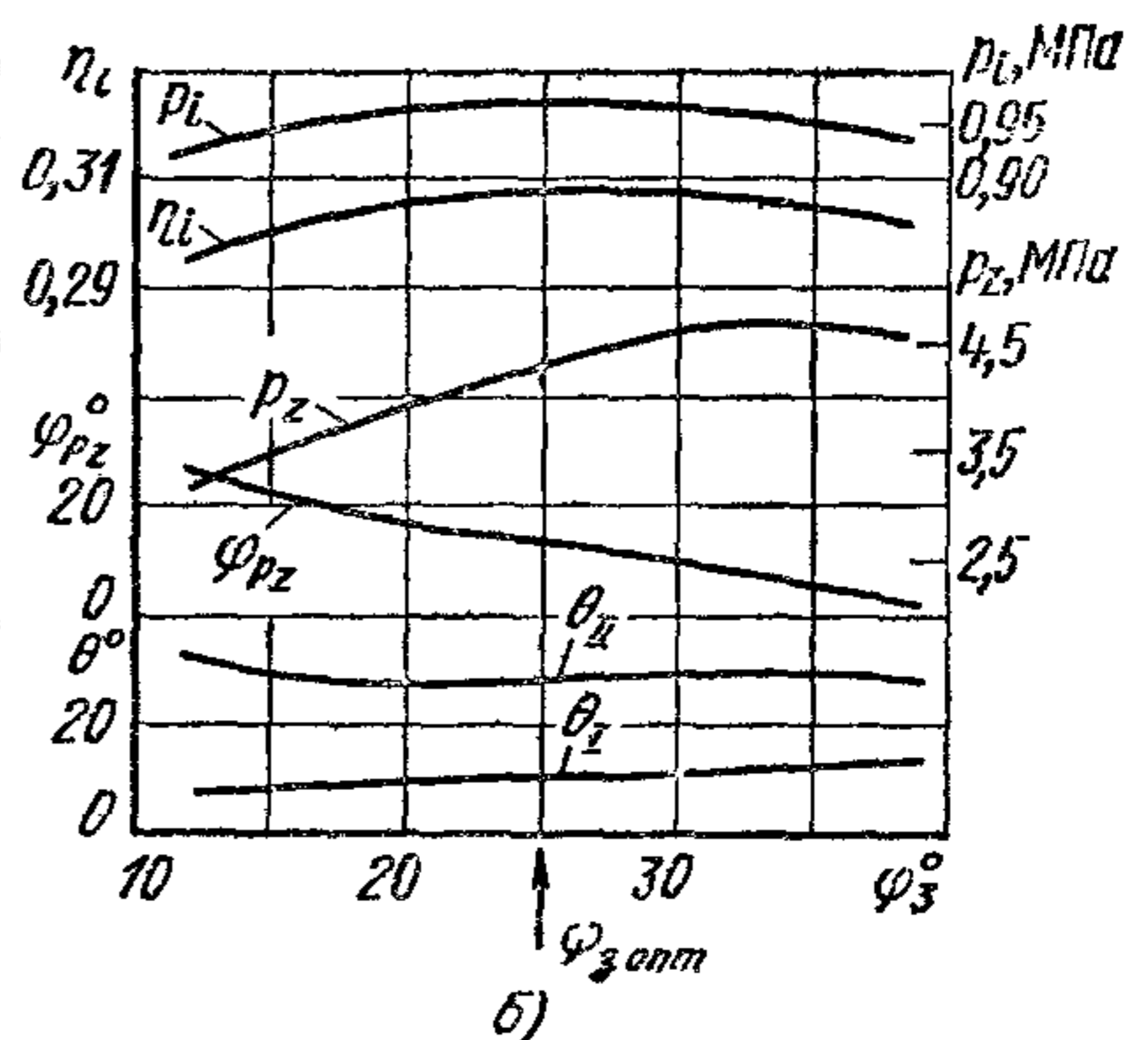


Рис. 91. Индикаторные диаграммы и показатели карбюраторного двигателя при различных углах φ_3 :

$n = 2000$ об/мин, $\alpha = 0,9$, дроссельная заслонка открыта полностью



опережения зажигания условия воспламенения ухудшаются и неоднородность сгорания в последовательных циклах возрастает, особенно если при этом состав смеси соответствует пределу эффективного обеднения.

Неоднородность сгорания приводит к некоторому ухудшению теплоиспользования за ряд циклов по сравнению с единичным циклом. Это ухудшение теплоиспользования, оцениваемое величиной $\Delta\eta_i$ (кривая 2), возрастает с увеличением опережения зажигания φ_3 . Поэтому максимум кривой 3 среднего теплоиспользования для совокупности ряда циклов смещается в сторону меньших значений φ_3 . Таким образом, оптимальное опережение зажигания для ряда циклов φ_{31} оказывается меньше оптимального опережения зажигания для единичного цикла φ_{32} .

На рис. 91, а изображены индикаторные диаграммы двигателя ГАЗ-21А, снятые при различных углах φ_3 . С увеличением угла φ_3

максимальное давление цикла p_z возрастает и процесс сгорания в значительной степени развивается до в. м. т. в процессе сжатия.

Для рассмотренного (рис. 91, а) режима работы двигателя на рис. 91, б приведены кривые основных показателей, характеризующих развитие процесса сгорания, длительности начальной θ_I и основной θ_{II} фаз сгорания; угла после в. м. т. φ_{p_z} , при котором достигается максимальное давление цикла p_z ; максимального давления p_z , а также кривые η_i и p_z в зависимости от φ_3 . Наибольшее значение $\eta_i = 0,308$ было достигнуто при $\varphi_3 = 25^\circ$, а максимальное давление цикла $p_z = 4,7$ МПа — при $\varphi_{p_z} = 6^\circ$.

Опыты показали, что изменение угла опережения зажигания не влияет на содержание в продуктах сгорания СО. По мере снижения φ_3 до определенного предела, при котором качество сгорания еще не ухудшается, количество углеводородов снижается. При дальнейшем уменьшении φ_3 , приводящем к позднему зажиганию и ухудшению процесса сгорания, может увеличиваться концентрация $C_x H_y$ в продуктах сгорания.

Уменьшение φ_3 при значениях $\alpha > 1,05$ из-за понижающегося максимального значения температуры в цикле в результате продолжения процесса сгорания при расширении существенно снижается содержание в продуктах сгорания окислов азота. Во время работы двигателя на обогащенной смеси из-за отсутствия свободного кислорода величина φ_3 мало влияет на содержание NO_x в продуктах сгорания. Характер зависимости содержания NO_x от φ_3 при разных значениях α показан на рис. 92.

Частота вращения. С повышением скоростного режима (см. гл. VI) рост угла поворота коленчатого вала φ , соответствующего начальной θ_I и основной θ_{II} фазам сгорания, компенсируется увеличением угла φ_3 так, что эффективность процесса сгорания в этих фазах не ухудшается. В то же время при росте частоты вращения n уменьшаются потери тепла за цикл из-за сокращения времени на теплообмен между газом и стенками. При повышении n несколько увеличивается фаза догорания θ_{III} , но при оптимально выбранном для каждого скоростного режима угле φ_3 индикаторный КПД растет.

На рис. 93 показана зависимость некоторых индикаторных параметров от скоростного режима двигателя АЗЛК-412. Из рис. 93 видно, что с повышением частоты вращения необходимо увеличивать угол φ_3 примерно настолько, насколько растет θ_I . Длительность основной

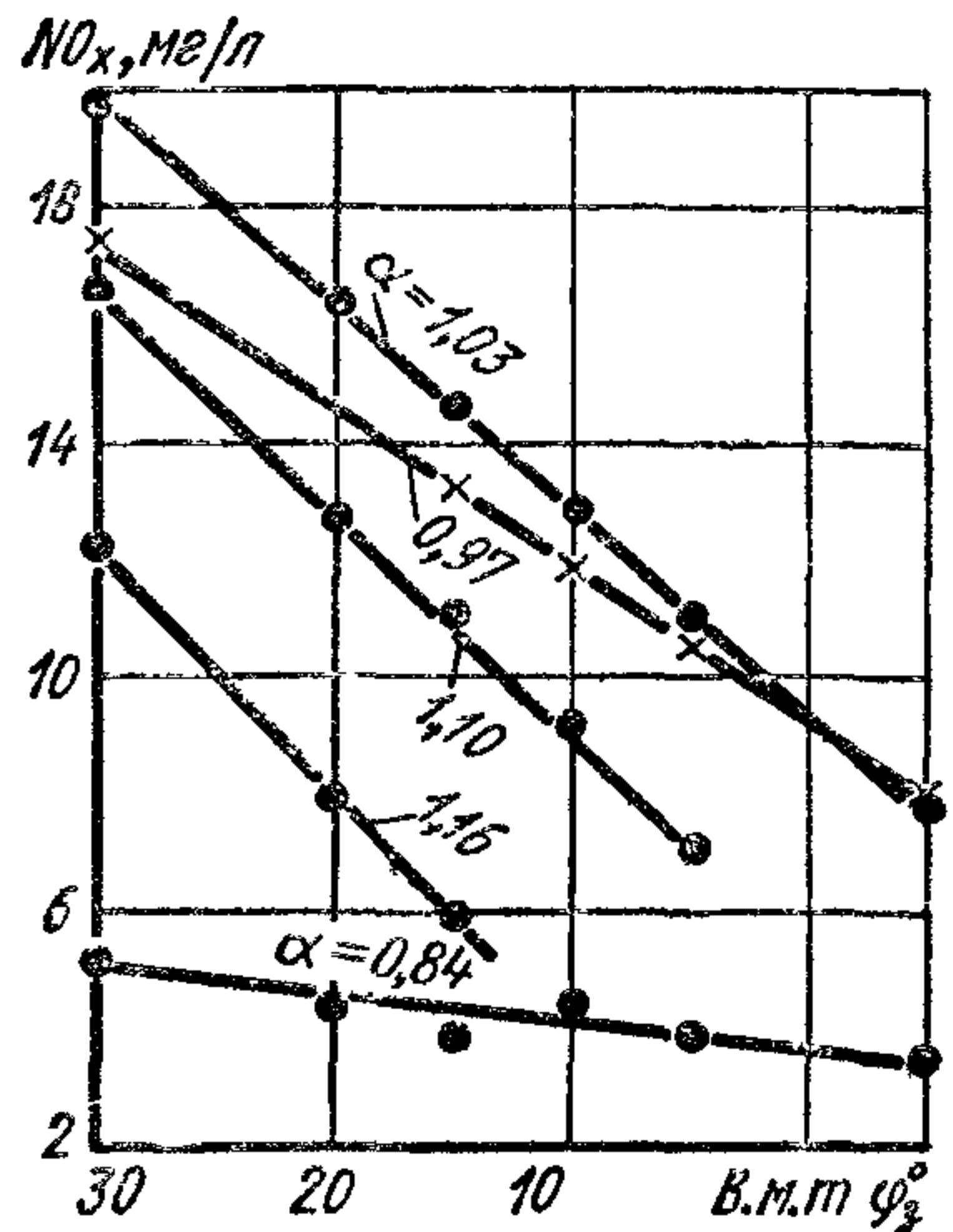


Рис. 92. Зависимость содержания NO_x в отработавших газах от угла φ_3 при различных значениях α

фазы сгорания θ_{II} меняется незначительно. Максимальное давление цикла p_z повышается по мере возрастания частоты вращения, что свидетельствует о примерно одинаковом протекании процесса сгорания в основной фазе. С увеличением частоты вращения (до $n = 3000$ об/мин) индикаторный КПД этого двигателя заметно возрастает. В зоне более высокой частоты вращения η , растет менее интенсивно, что объясняется большим влиянием длительности фазы догорания.

На рис. 94 приведены индикаторные диаграммы двигателя ЗИЛ-130 при его работе с полностью открытой дроссельной заслонкой

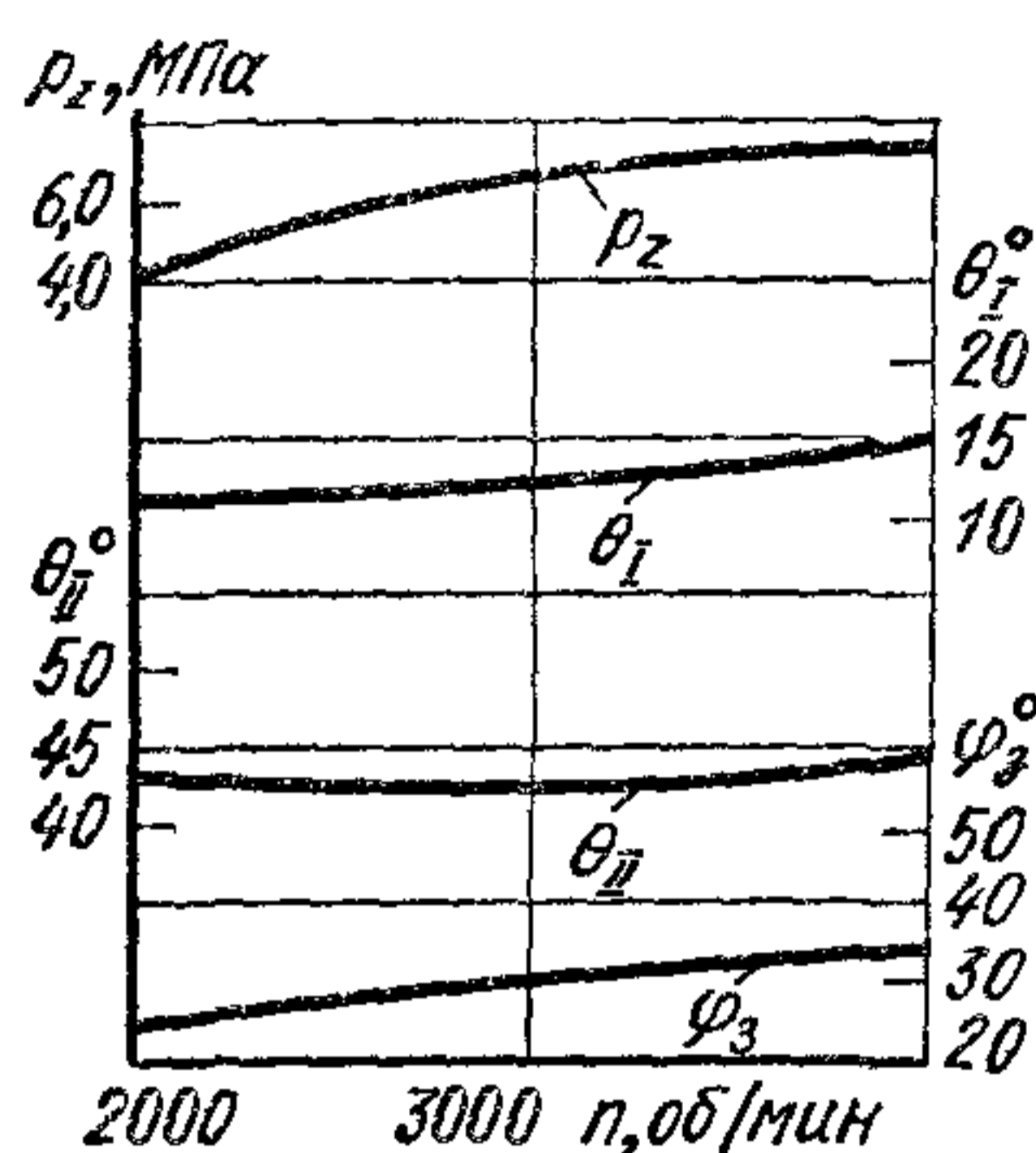
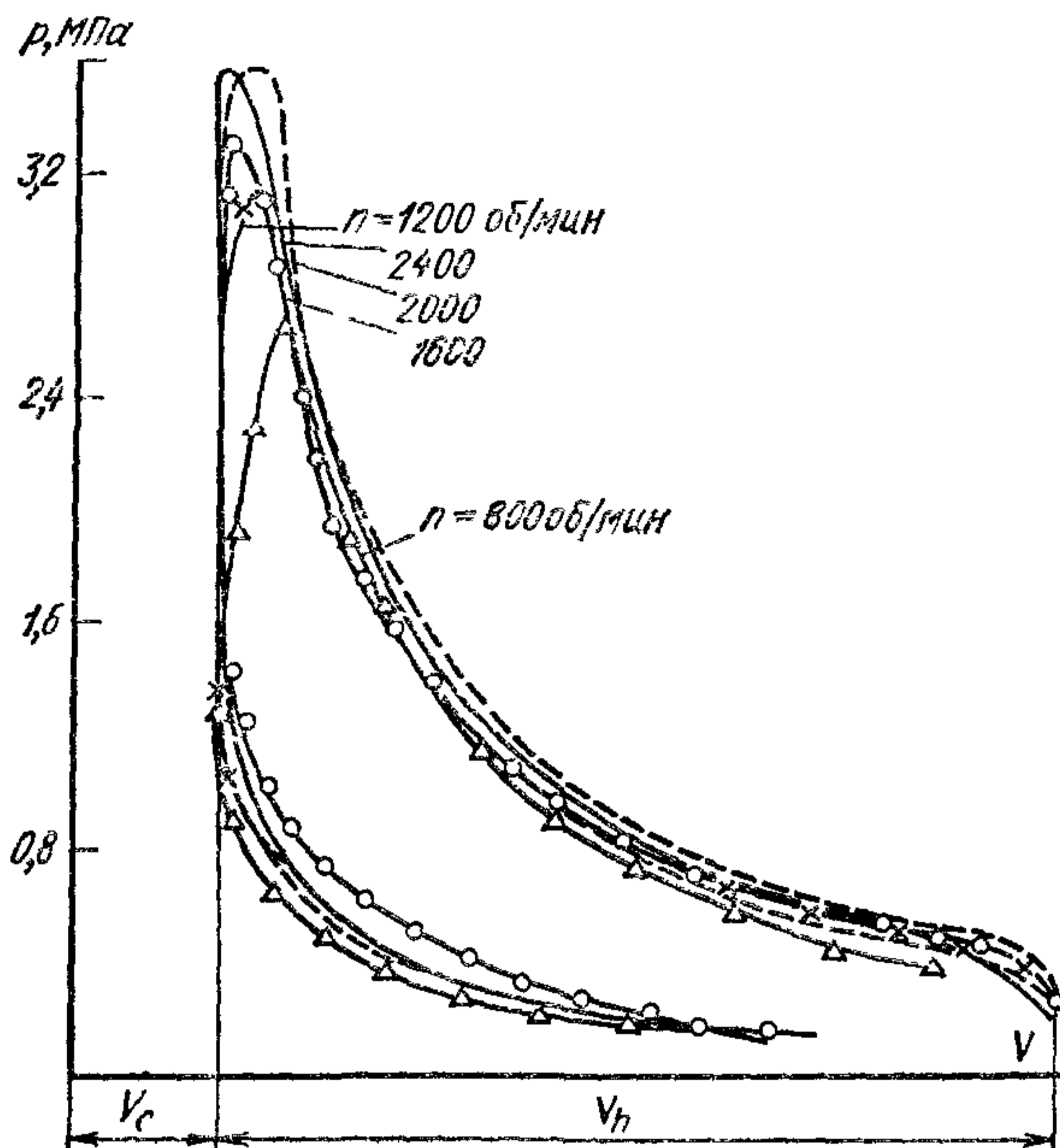


Рис. 93. Зависимость индикаторных показателей двигателя АЗЛК-412 от частоты вращения n при оптимальном угле φ_3 и $\alpha = 1$

Рис. 94. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИЛ-130 (дроссельная заслонка полностью открыта)



в диапазоне изменения n от 800 до 2400 об/мин. Обработка индикаторных диаграмм показала, что скорость нарастания давления $dp/d\varphi$ в фазе основного сгорания не превышает $0,132$ МПа/°.

Проведенные в Центральном научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ) исследования карбюраторных двигателей показали, что содержание СО увеличивается при малой частоте вращения в результате ухудшения качества смесеобразования и повышения неравномерности распределения топлива по цилиндрам. При этом количество NO_x уменьшается. С ростом n в результате улучшения качества смесеобразования содержание углеводородов в продуктах сгорания понижается.

Распределение рабочей смеси по цилиндрам двигателя. Исследования показали, что в многоцилиндровом двигателе в отдельные цилиндры поступает смесь неодинакового состава. Это происходит главным образом потому, что в процессе движения топлива во впускном трубопроводе образующаяся топливная пленка движется по стенке

трубопровода с меньшей скоростью (в 50—60 раз), чем паровоздушная смесь, вследствие чего в отдельные цилиндры подается неодинаковое количество топлива. В результате, если даже распределение паровоздушной смеси по цилиндрам будет одинаковым, что не всегда достижимо, коэффициент избытка воздуха α по отдельным цилиндрам будет различаться. Исследования показывают, что наряду с неодинаковым составом смеси в отдельных цилиндрах может быть различное количество отдельных фракций топлива и присадок к нему (в частности, антидетонаторов). При таком неравномерном распределении смеси по коэффициенту α и составу топлива могут ухудшиться мощностные и экономические показатели двигателя, повыситься требования к октановому числу топлива и увеличится токсичность отработавших газов.

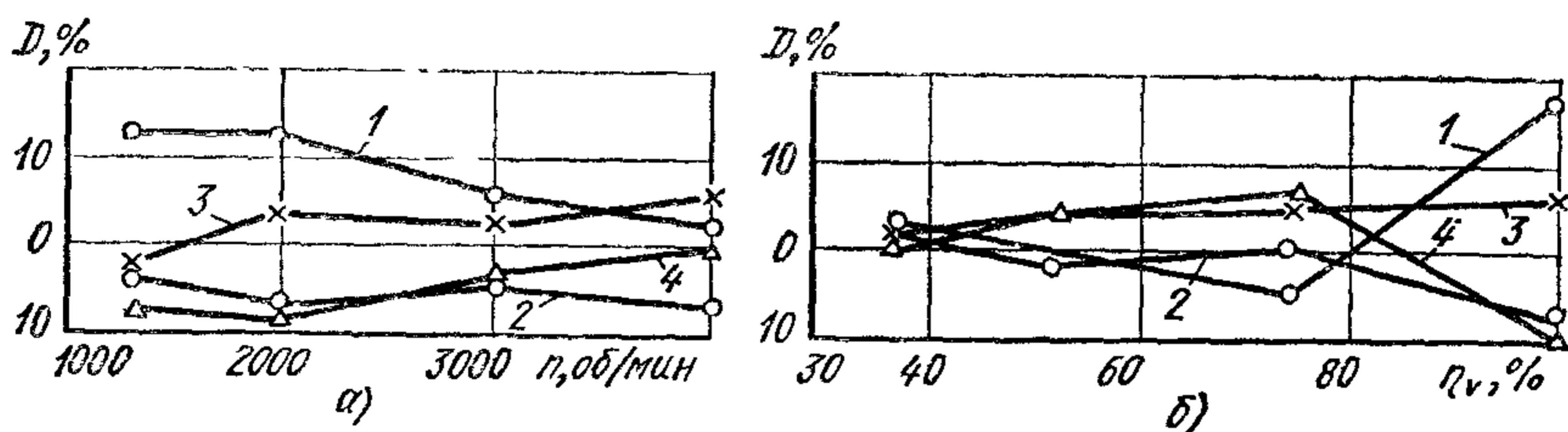


Рис. 95. Неравномерность распределения смеси по цилиндрам четырехцилиндрового двигателя в зависимости от η_v для $n = 2000$ об/мин при работе по характеристикам:

a — внешней; *b* — нагрузочной; 1—4 порядковые номера цилиндров

Для оценки неравномерности распределения смеси, поступающей в каждый цилиндр многоцилиндрового двигателя, пользуются соотношением

$$D_i = \frac{\alpha_{цi} - \alpha_{дв}}{\alpha_{дв}} 100\%,$$

где D_i — относительное отклонение; $\alpha_{цi}$, $\alpha_{дв}$ — соответственно коэффициенты избытка воздуха в данном цилиндре и средний для всего двигателя.

Применяют также критерии с целью определения среднего и наибольшего различия в составе смеси в цилиндрах.

В качестве примера на рис. 95 показан характер распределения смеси по цилиндрам четырехцилиндрового двигателя. Из рис. 95 видно, что при работе по внешней характеристике относительное отклонение состава смеси в первом цилиндре при малой частоте вращения несколько выше, а четвертом — несколько меньше 10%. На повышенных скоростных режимах распределение смеси по цилиндрам является более равномерным. Неравномерность на малых и средних нагрузках незначительна.

Для равномерного распределения состава смеси по цилиндрам совершенствуют впускной тракт, улучшают конструкцию элементов

карбюратора, применяют многокамерные карбюраторы и т. д. Наименьшей неравномерности можно достигнуть при использовании системы впрыска топлива в каждый цилиндр.

На распределение смеси по цилиндрам влияет качество бензина. Так, например, в бензине АИ-93, который применяют в двигателях легковых автомобилей, содержится большое количество ароматических углеводородов, являющихся наиболее высокооктановой частью бензинов. На рис. 96 показано распределение октановых чисел по

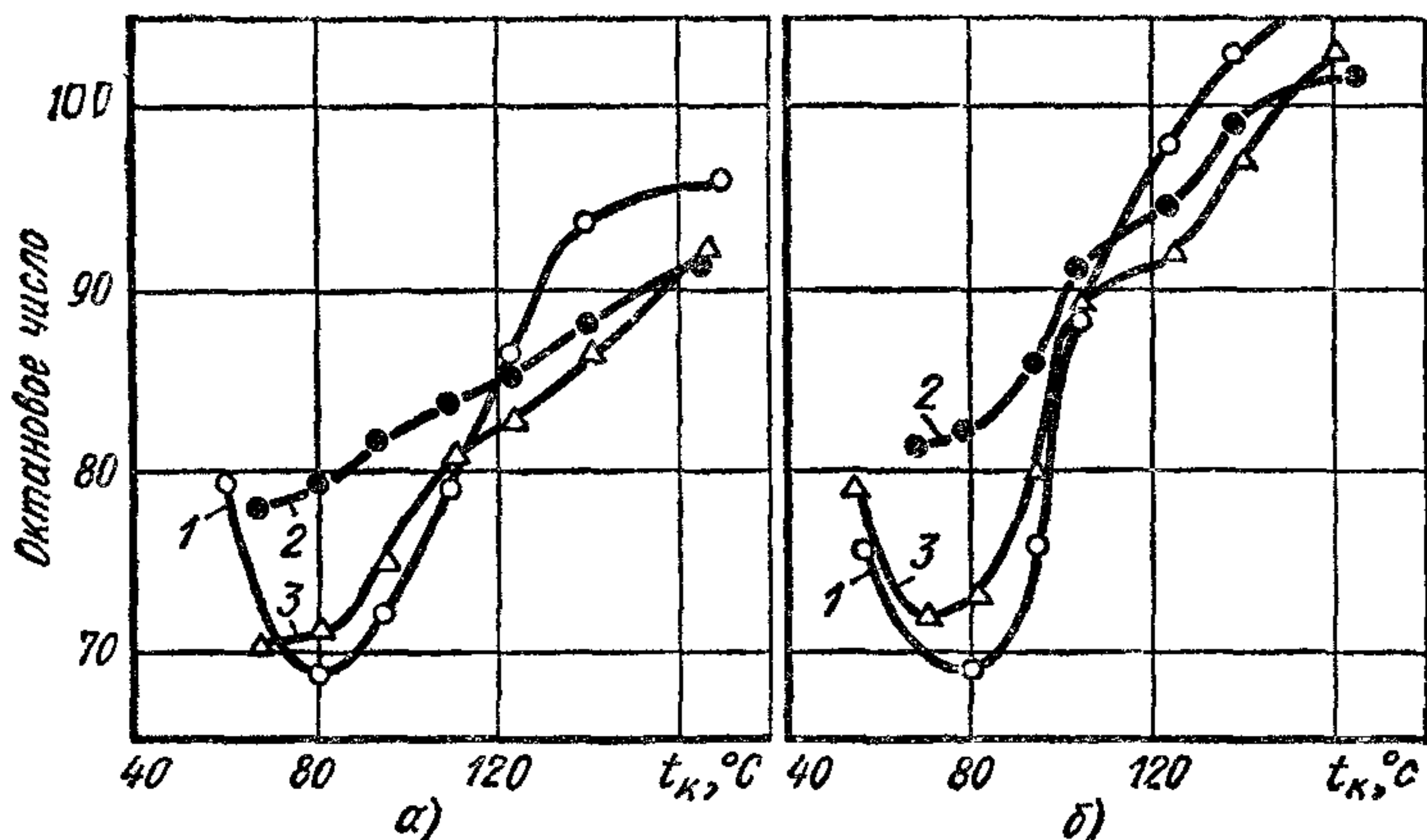


Рис. 96. Распределение октановых чисел по фракциям бензинов:

а — моторный метод б — исследовательский метод, 1 — бензин каталитического реформинга жесткого режима, 2 — неэтилированный бензин АИ-93; 3 — этилированный бензин АИ-93

фракциям бензина. Ароматические углеводороды группируются в тяжелых фракциях бензина и поэтому имеют высокую температуру кипения t_k .

Испарение бензина во впускном трубопроводе сопровождается разделением бензина на фракции. В процессе впуска испаряются в основном низкокипящие фракции. Они, образуя паровоздушную смесь, поступают в цилиндр. Высококипящие фракции оседают на стенке впускного трубопровода в виде жидкой пленки, которая, постепенно испаряясь, движется по впускному тракту. При применении высокооктановых бензинов в результате такого протекания процесса смесеобразования во время впуска (особенно на неустановившихся режимах) в цилиндр прежде всего поступают низкокипящие фракции со сравнительно меньшим октановым числом. Это может привести к возникновению детонации. Наибольшее влияние на распределение по цилиндрам бензина, имеющего различную детонационную стойкость, оказывает этилирование бензина, что связано с неравномерностью распределения тетраэтилсвинца при выкипании отдельных фракций.

§ 3. Влияние различных факторов на индикаторные и токсические показатели дизеля

Качество смесеобразования и тип камеры сгорания. Качество смесеобразования и тип камеры сгорания в дизеле зависят от сочетания ряда факторов, из которых главными являются следующие:

1) параметры топливоподающей аппаратуры, определяемые характеристикой впрыска, подачей топлива по времени, качеством распыливания, глубиной проникновения факела в камеру и формой факела;

2) организация направленного движения воздуха в период впрыска топлива;

3) термодинамические параметры среды;

4) свойства топлива.

В зависимости от характера образования топливовоздушной смеси различают следующие способы смесеобразования.

1. В объеме камеры сгорания (объемное смесеобразование), когда топливо впрыскивается непосредственно в движущуюся воздушную среду, причем не предполагается его попадание на поверхности, ограничивающие камеру сгорания. В этом случае топливо может воспламеняться в нескольких зонах, где температуры наиболее высокие, а состав смеси находится в концентрационных пределах, при которых возможно воспламенение топлива.

2. Основная часть впрыскиваемого топлива попадает на нагретую поверхность камеры сгорания в виде тонкой пленки (пленочное смесеобразование) и лишь небольшая часть (примерно 5%) распыливается в объеме камеры сгорания (М-процесс). За время воспламенения порции топлива, находящейся в объеме камеры сгорания, топливная пленка испаряется и пары топлива вследствие интенсивного движения воздуха перемешиваются с ним и переносятся в зону, где происходит горение.

Существует также метод образования топливовоздушной смеси, при котором большая часть впрыснутого топлива попадает в объем камеры сгорания, расположенной вблизи стенки (пристеночный слой), где и происходит испарение топлива. Ввиду того что количество испарившегося в этой зоне топлива превышает верхний предел концентрации смеси (переобогащенная смесь), воспламенение топлива невозможно. Испарившееся топливо движущимся воздушным зарядом перемещается к центру камеры и постепенно вовлекается в реакцию сгорания. При таком способе смешения паров топлива с воздухом, так же как и при М-процессе, давление в процессе сгорания повышается плавно.

3. Объемно-пленочное смесеобразование, при котором часть топлива в процессе впрыска попадает в объем камеры сгорания, а часть — на ее поверхность.

Принципиальные схемы камер сгорания показаны на рис. 97. В однополостной камере сгорания открытого типа (рис. 97, а) по сравнению с другими камерами скорость направленного движения воздуха в конце сжатия наименьшая и в зависимости от частоты

вращения составляет в период впрыска примерно 0—10 м/с. Вследствие этого в камере такого типа применяют форсунки, распылитель которых имеет большое число отверстий (до семи) малого диаметра (0,12—0,15 мм), и создают высокое давление впрыска (до 100 МПа и выше).

На рис. 97, б изображена камера сгорания, большая часть которой (80%) расположена в поршне. Отношение d/D в таких камерах выбирают таким, чтобы над вытеснителем оставалось наименьшее количество заряда и чтобы при приближении поршня к в. м. т. воздух интенсивно перетекал в основную камеру сгорания. Ускоренное

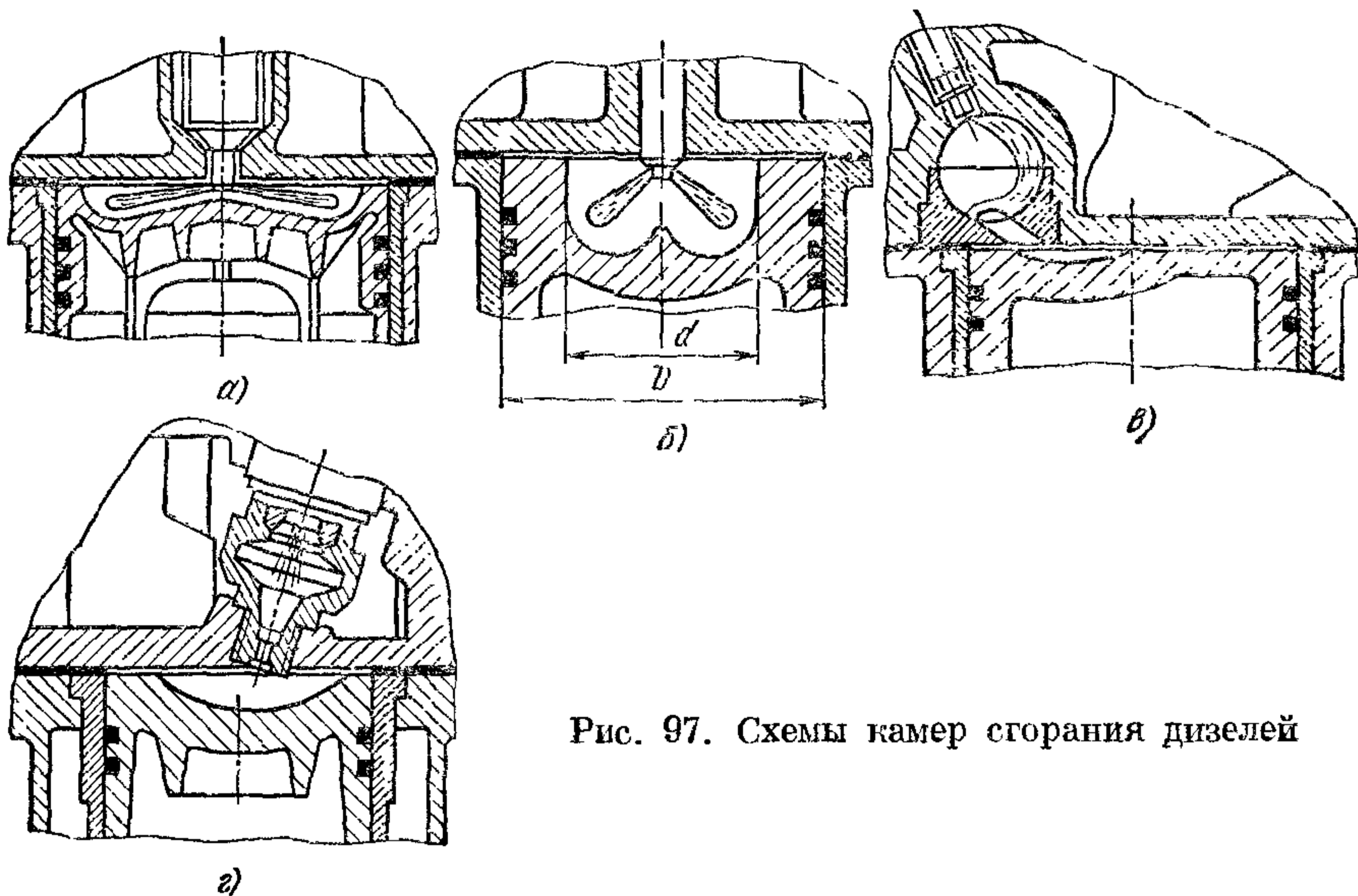


Рис. 97. Схемы камер сгорания дизелей

в процессе сжатия преимущественно тангенциальное движение воздуха позволяет применять форсунки с меньшим числом отверстий в распылителе (3—4) и уменьшать давление впрыска до 15—17,5 МПа.

В разделенных вихревых камерах сгорания (рис. 97, в) направленное движение воздуха образуется в процессе сжатия. Наличие сравнительно узкой горловины обуславливает перетекание свежего заряда с большой скоростью во вспомогательную камеру (см. гл. XV) и обратное вытекание горячей топливовоздушной смеси в камеру сгорания, расположенную в надпоршневом объеме. В этих условиях используют форсунку с штифтовым распылителем, имеющим отверстие диаметром 1—2 мм и снижают давление впрыска до 12,5—15 МПа. Для более полного использования кислорода, находящегося в надпоршневом пространстве, форма поверхности камеры сгорания, расположенная в днище поршня, должна быть согласована с направлением вытекающих из вихревой камеры струй.

В предкамерах (рис. 97, г) кинетическая энергия, образующаяся при перетекании воздуха в процессе сжатия, используется для интенсивного перемешивания топлива с воздухом. Соединительные каналы

с небольшими проходными сечениями способствуют вытеканию из предкамеры факела с большой скоростью. В предкамерных двигателях также необходимо согласовывать форму камеры сгорания в надпоршневом объеме с направлением горящего факела, вытекающего из предкамеры.

Индикаторные показатели двигателя зависят от типа камеры сгорания и топливоподающей аппаратуры, которые влияют на протекание процесса сгорания и характеристику тепловыделения, а также на тепловые и гидродинамические потери в цикле.

В камерах сгорания всех типов можно достичь удовлетворительного протекания процесса сгорания. Разделенные камеры сгорания имеют меньший индикаторный КПД вследствие необратимой потери теплоты на перетекание и большей относительной величины теплопередающих поверхностей.

На рис. 98 приведены значения η_i и соответствующие им величины q_i в зависимости от α для камер сгорания различных типов.

Неразделенная (кривая 1) и полуразделенная (кривая 2) камеры сгорания в большем диапазоне изменения α имеют лучшие показатели по теплоиспользованию. Предкамера с малым перепадом давления (кривая 3), незначительными потерями на дросселирование приближается по своим показателям к неразделенным камерам. У дизеля с вихревой камерой (кривая 4) по сравнению с рассмотренными выше камерами η_i меньше.

Исследования показывают, что процесс сгорания в неразделенной камере (см. рис. 97, а) происходит преимущественно с объемным смешением и наибольшей скоростью нарастания давления $\Delta p/\Delta \varphi$ в фазе быстрого сгорания. При использовании предкамеры с малым перепадом давления $\Delta p/\Delta \varphi$ оказывается наименьший.

От типа камеры сгорания зависит наличие токсических компонентов в продуктах сгорания. В неразделенной камере сгорания при той же степени сжатия, что в разделенных и полуразделенных камерах, вследствие меньших тепловых и гидравлических потерь в момент впрыска топлива температура выше; из-за большей длительности периода задержки воспламенения увеличивается количество испаряющегося топлива, которое воспламеняется и сгорает в фазе быстрого сгорания. В результате резко повышается температура, что при наличии избыточного кислорода приводит к увеличению содержания в продуктах сгорания окислов азота.

В неразделенных и полуразделенных камерах сгорания в процессе смешения образуются зоны с переобогащенной смесью, где наряду со сгоранием происходит распад топлива с образованием

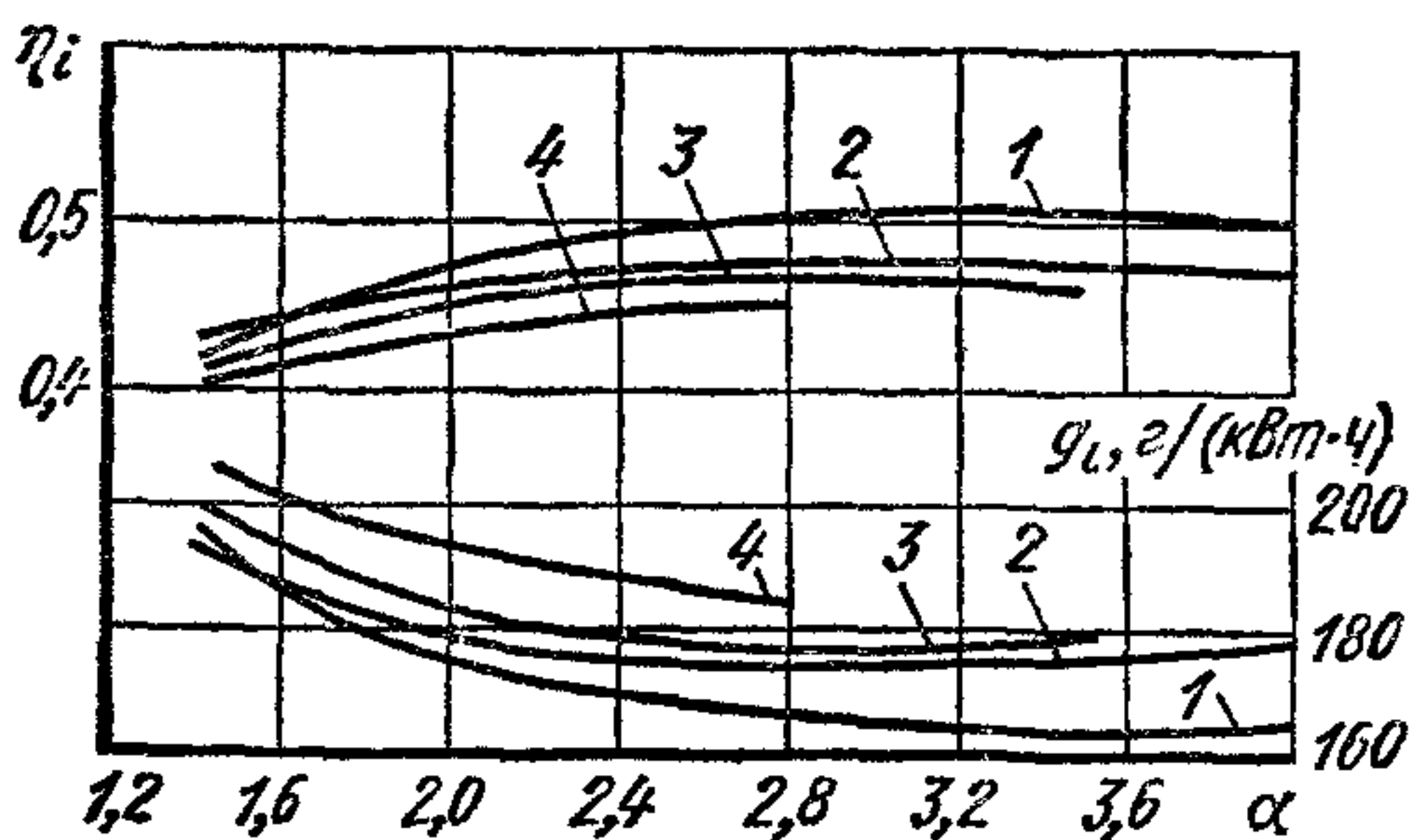


Рис. 98. Изменения η_i и q_i в зависимости от α для различных типов камер сгорания

углерода (сажи). Вследствие этого дизели с указанными типами камер сгорания обладают повышенной склонностью к дымлению, хотя часть углерода выгорает в процессе расширения. Для обеспечения бездымного выпуска отработавших газов предельные значения коэффициента α при полной нагрузке имеют здесь большие значения по сравнению с разделенными камерами сгорания.

В разделенных камерах сгорания топливо впрыскивается в вихревую камеру или предкамеру, где воздуха недостаточно для сгорания всего топлива. Вследствие

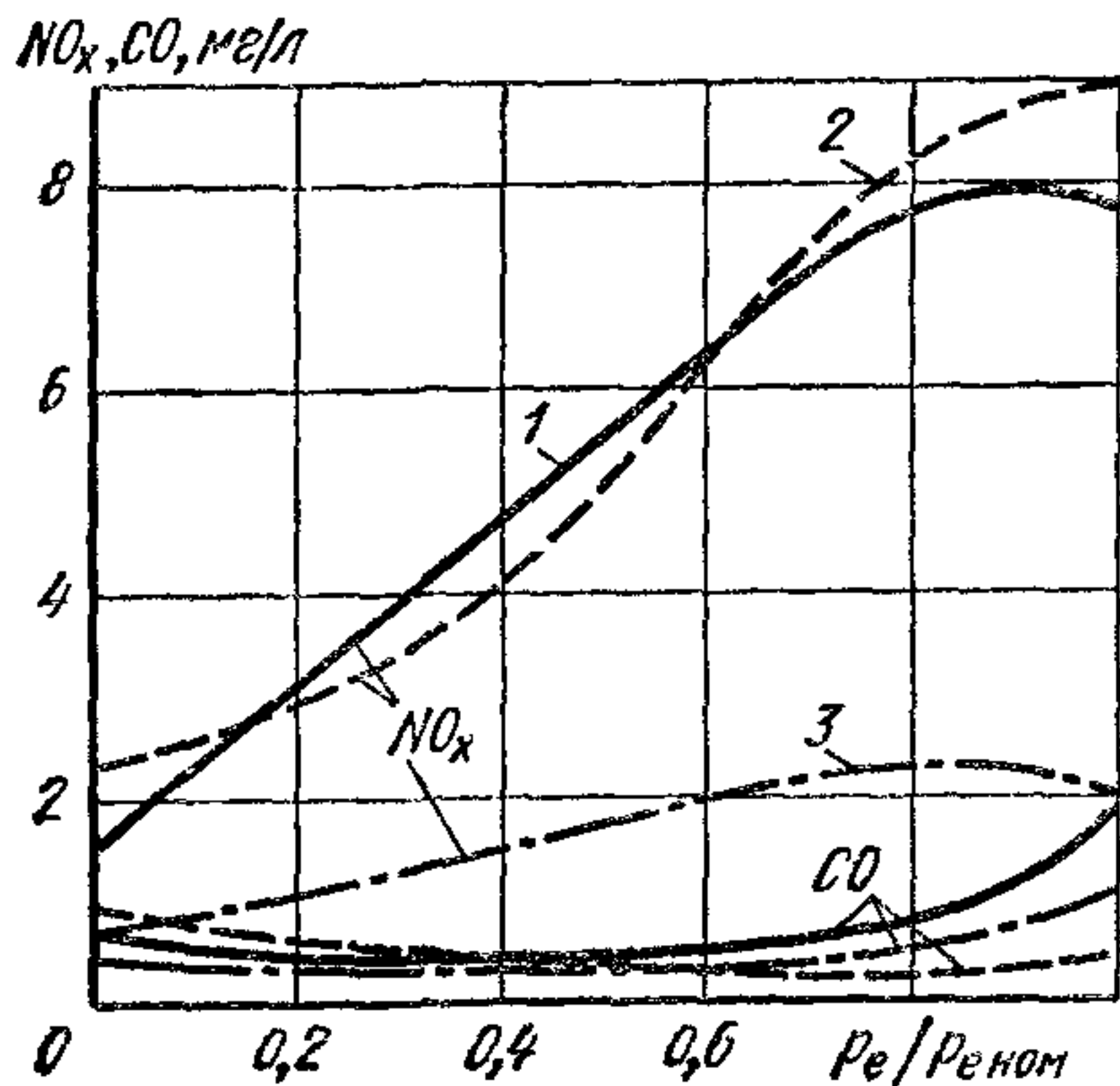


Рис. 99. Содержание NO_x и CO в отработавших газах в зависимости от нагрузки: при различных камерах сгорания:

1 — полуразделенная (в поршне) ЯМЗ; 2 — ЦНИДИ, 3 — вихревая

процессе смесеобразования и сгорания незначительно при использовании любой камеры сгорания.

В тех случаях, когда необходимо резко ограничить количество токсичных составляющих, предпочтительно применять разделенные камеры сгорания.

На рис. 99 для дизелей с различными типами камер сгорания приведены зависимости содержания NO_x и CO от нагрузки. Наименьшие значения концентраций NO_x и CO достигаются при использовании вихревой камеры.

Степень сжатия. При увеличении степени сжатия температура и давление в период начала впрыска топлива растут; это обуславливает сокращение периода задержки воспламенения (см. гл VI). В многотопливных дизелях для снижения длительности периода задержки воспламенения θ_z и скорости нарастания давления в фазе быстрого сгорания при работе на бензине повышают степень сжатия до 21 и более. Повышение ϵ целесообразно также для улучшения условий пуска. Индикаторный КПД в диапазоне ϵ , применяемых в дизелях, меняется незначительно. Рост температуры при больших ϵ приводит, особенно на средних и больших нагрузках, к увеличению содержания в продуктах сгорания окислов азота.

При наддуве быстроходного дизеля для получения допустимого по условиям прочности кривошипно-шатунного механизма максимального давления цикла ($p_z \leq 12,5 \div 13,5$ МПа) степень сжатия в зависимости от принятых значений p_k снижают до 16—12.

Одним из мероприятий, позволяющих ограничить p_z , является автоматическое снижение степени сжатия. Наиболее перспективной при наддуве является специальная конструкция поршня «ПАРСС» (поршень, автоматически регулирующий степень сжатия), позволяющая при повышении p_z выше установленного предела автоматически изменять объем камеры сгорания V_c и снижать таким образом степень сжатия.

Угол опережения начала впрыска. Для получения оптимальных индикаторных показателей необходимо впрыск топлива, учитывая длительность периода задержки воспламенения, начинать так, чтобы процесс развивался вблизи в. м. т. На рис. 100, а совмещены индикаторные диаграммы двигателя с полуразделенной камерой сгорания типа ЯМЗ при различных углах $\varphi_{впр}$. Диаграммы снимались при работе двигателя на дизельном топливе ДЛ (ЦЧ-51) и бензине А-72 (ЦЧ-26). Опыты проведены при $n = 1600$ об/мин и одинаковой цикловой подаче топлива. На рис. 100, б показаны зависимости индикаторных показателей двигателя от $\varphi_{впр}$ для обоих топлив.

С увеличением $\varphi_{впр}$ повышается максимальное давление p_z , $\Delta p/\Delta\varphi$ и θ_3 . При использовании дизельного топлива и изменении $\varphi_{впр}$ в пределах $14—25^\circ$ p_z увеличивается от 6,2 до 8,3 МПа, $\Delta p/\Delta\varphi$ соответственно от 0,4 до 0,8 МПа/ $^\circ$ и θ_3 от 12 до 15° ($\tau_i = 1,25 \div 1,55$ м/с); для бензина p_z увеличивается от 6,4 до 9,2 МПа, $\Delta p/\Delta\varphi$ от 0,5 до 1,5 МПа/ $^\circ$ и θ_3 от 15 до 20° ($\tau_i = 1,55 \div 2,1$ м/с). Наибольшее значение p_i и наименьшее g_i достигнуты при использовании дизельного топлива, когда $\varphi_{впр} = 20^\circ$, и бензина А-72 при $\varphi_{впр} = 22^\circ$.

На больших нагрузках ($p_i = 8 \div 8,5$ МПа) при работе на бензине удельный расход топлива на 2—5 г/(кВт·ч) меньше, чем при работе на дизельном топливе, но при большом значении p_z и существенно большей скорости $\Delta p/\Delta\varphi$ в фазе быстрого сгорания. Экономичность при использовании бензина резко ухудшается по мере снижения нагрузки.

При чрезмерно раннем впрыске период задержки воспламенения увеличивается из-за сравнительно низкой температуры воздуха в момент начала впрыска. Одновременно процесс сгорания смещается относительно в. м. т. таким образом, что наибольшее давление p_z достигается до прихода поршня в в. м. т. Это сопровождается резким увеличением работы сжатия, уменьшением работы расширения и соответственно снижением индикаторных показателей. Кроме того, фаза быстрого сгорания характеризуется высокой скоростью нарастания давления.

Поздний впрыск топлива приводит к тому, что процесс сгорания начинается за в. м. т. в процессе расширения и происходит при медленном повышении давления и малых величинах $\Delta p/\Delta\varphi$. Поздний впрыск ухудшает индикаторные показатели. Оптимальный угол $\varphi_{впр}$ зависит от ε , способа образования смеси, скоростного и нагрузоч-

ного режимов работы двигателя и от применяемого сорта топлива. Для каждого двигателя угол $\varphi_{впр}$ выбирают по данным экспериментальных исследований.

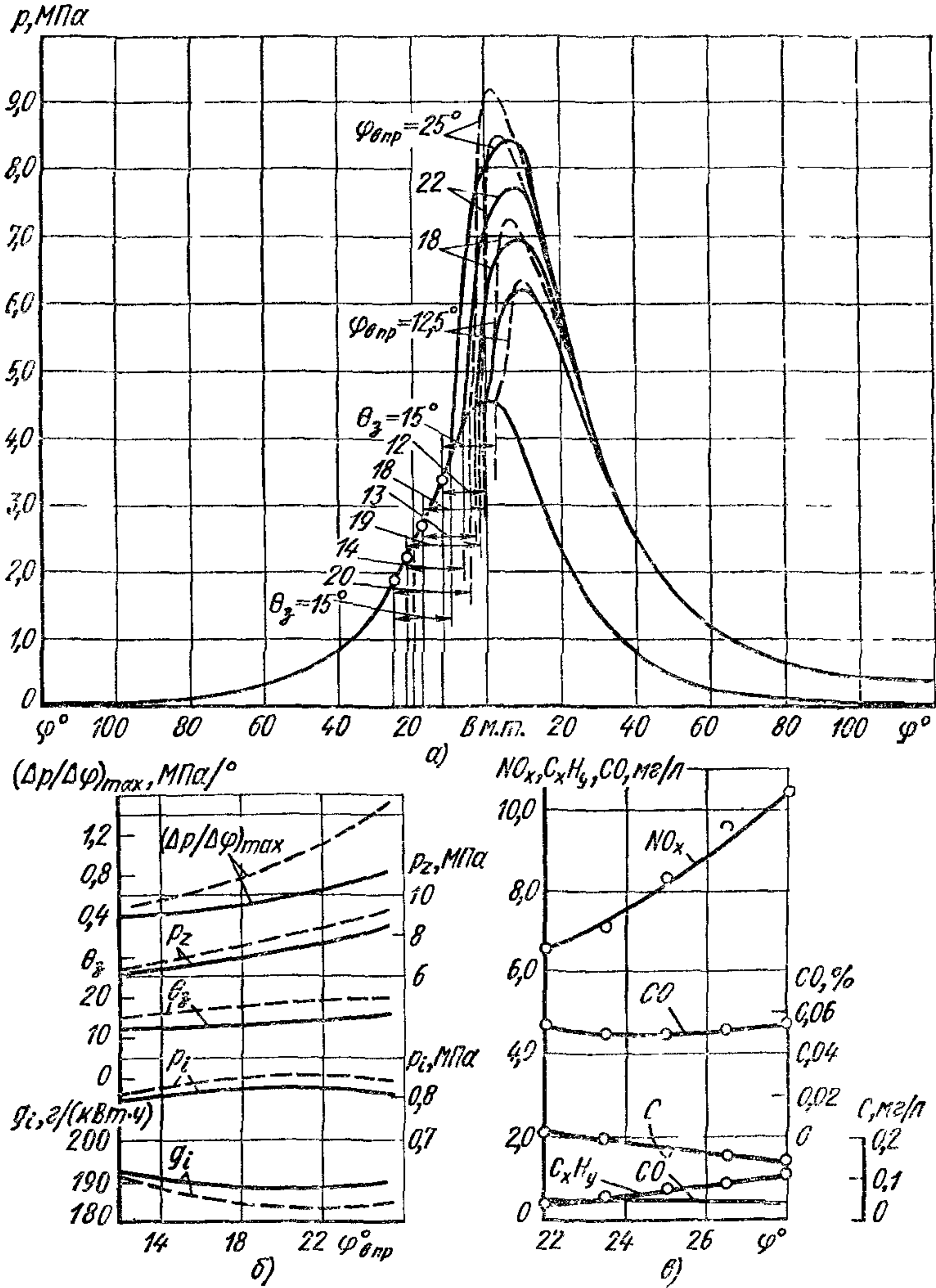


Рис. 100. Индикаторные диаграммы, индикаторные показатели и токсичность дизеля в зависимости от $\varphi_{впр}$: сплошные кривые — топливо ДЛ, ЦЧ-51; штриховые — бензин А-72, ЦЧ-26

Уменьшение $\varphi_{впр}$ (см. рис. 100, в) вследствие снижения максимальной температуры цикла дизеля значительно понижает содержание NO_x . Количество CO не зависит от угла $\varphi_{впр}$. При уменьшении $\varphi_{впр}$ содержание C_xH_y снижается. Дымность отработавших газов при уменьшении $\varphi_{впр}$ увеличивается. При наличии ограничений по допустимому содержанию NO_x в продуктах сгорания приходится уменьшать

угол $\varphi_{впр}$ по сравнению с оптимальным, что несколько ухудшает экономичность двигателя.

Нагрузка. Для уменьшения нагрузки дизеля применяют качественное регулирование (см. гл. VI), при котором увеличивается средний по объему камеры сгорания коэффициент избытка воздуха α . Уменьшение подогрева заряда при снижении нагрузки и увеличение в связи с этим коэффициента наполнения (см. гл. VI) приводят к усилению обеднения смеси. Присутствие в продуктах сгорания при снижении нагрузки меньшего количества трехатомных газов (большее $k_{ср}$), а также уменьшение степени предварительного расширения ρ способствует (см. гл. I) повышению η_i .

При больших значениях α , соответствующих нагрузкам, близким к холостому ходу, наблюдается некоторое снижение η_i и повышение g_i , что является результатом ухудшения условий сгорания топлива вследствие уменьшения мелкости распыливания малых порций топлива и увеличения периода задержки воспламенения. Уменьшение нагрузки в дизелях приводит к увеличению α . Следовательно, графики на рис. 98, построенные в функции от α , одновременно иллюстрируют изменение индикаторных показателей в зависимости от нагрузки.

На рис. 101 приведены индикаторные показатели дизеля с камерой сгорания типа ЯМЗ в зависимости от нагрузки при различной частоте вращения. Для каждого скоростного режима угол $\varphi_{впр}$ выбирался оптимальным при $p_2 = 0.9$ МПа и не изменялся при понижении нагрузки. С уменьшением нагрузки η_i повышается, а максимальное давление p_2 падает. Величина $(\Delta p / \Delta \varphi)_{max}$ мало зависит от нагрузки. Повышение η_i с уменьшением нагрузки является положительным фактором, улучшающим экономичность автомобильного дизеля при работе на частичных нагрузках. Влияние нагрузки на содержание NO_x и CO в продуктах сгорания показано на рис. 99.

Частота вращения. С повышением частоты вращения качество распыливания топлива улучшается, скорость движения воздушного заряда увеличивается, а температура и давление к концу процесса

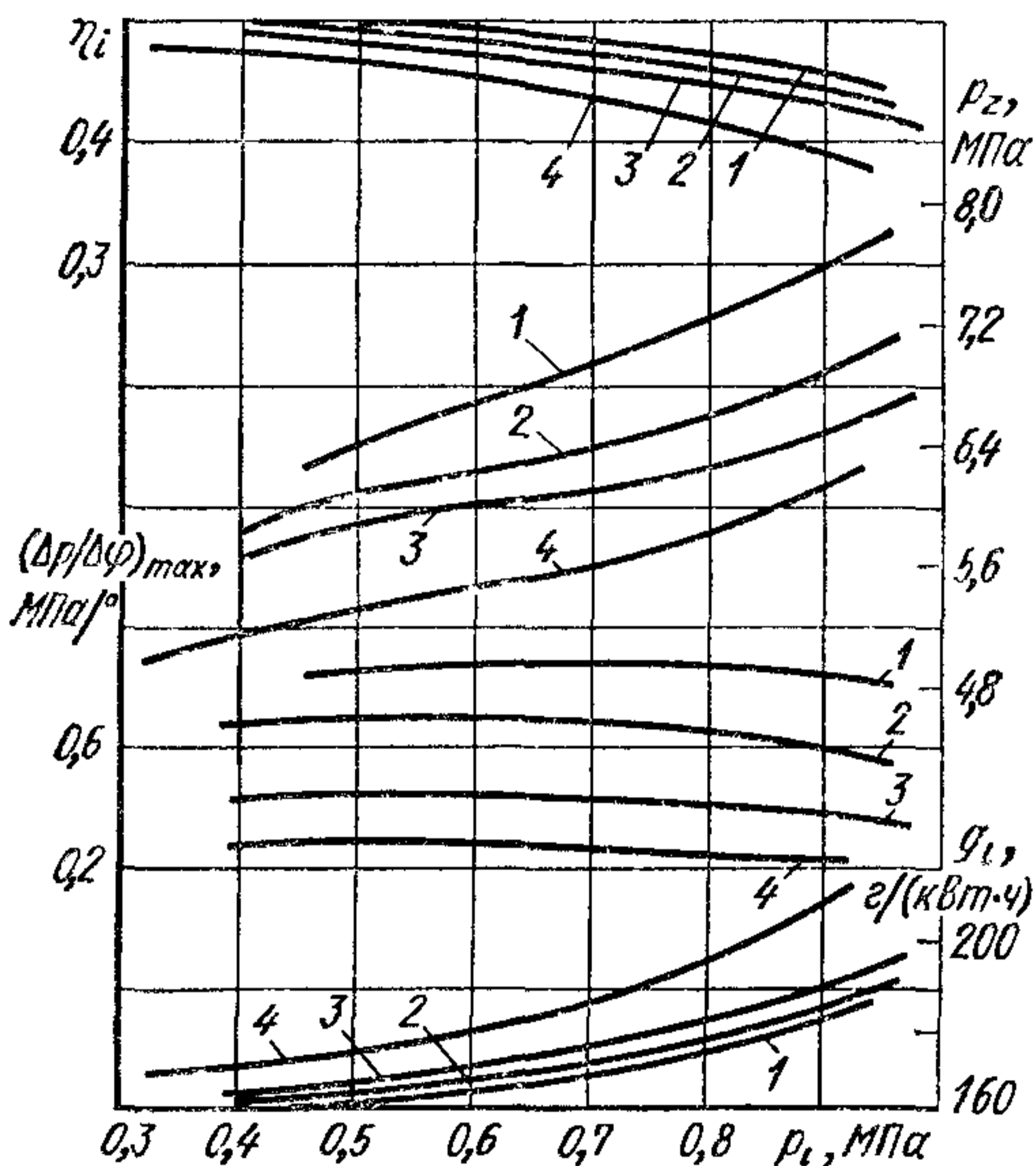


Рис. 101. Зависимость индикаторных показателей двигателя типа ЯМЗ от нагрузки при различной частоте вращения:

1 — $n = 2100$ об/мин, 2 — $n = 1700$ об/мин, 3 — $n = 1300$ об/мин, 4 — $n = 900$ об/мин

сжатия становятся выше. Из данных на рис. 101 видно, что с увеличением n совокупное действие указанных факторов обуславливает повышение η , при одновременном увеличении p_z и скорости $\Delta p/\Delta \varphi$ в фазе быстрого сгорания.

Индикаторные показатели с ростом n улучшаются до тех пор пока надежно работает топливоподающая аппаратура, и коэффициент наполнения остается достаточно высоким.

Влияние скорости движения заряда. Для каждого сочетания параметров топливоподающей аппаратуры и скорости движения воздушного заряда в период впрыска топлива в неразделенных камерах существует оптимальная скорость движения заряда, при которой обеспечивается наилучшее теплоиспользование. При понижении этой скорости от оптимального значения максимальные давление p_z и температура T_z снижаются и соответственно уменьшается и величина $\Delta p/\Delta \varphi$. По мере увеличения скорости выше оптимальной вследствие несогласования ее величины с условиями впрыска топлива существенно ухудшается теплоиспользование. Условия, при которых достигается оптимальная скорость, обеспечивают также уменьшение дымности выпуска дизеля.

В разделенных камерах сгорания, где топливо впрыскивается во вспомогательную камеру, размер проходных сечений соединительной горловины, обеспечивающих оптимальную скорость втекания заряда во вспомогательную камеру в процессе сжатия и вытекания горящего факела в основную камеру, также значительно влияет на показатели дизеля.

Влияние надпоршневого зазора. Индикаторные показатели дизеля зависят от количества участвующего в процессе сгорания воздуха. В частности, в случае применения полуразделенных камер сгорания существенное влияние на показатели двигателя оказывает надпоршневой зазор $\delta_{из}$. С уменьшением $\delta_{из}$ и меняющейся при этом степенью сжатия вследствие большего отношения объема камеры сгорания в поршне $V_{КС}$ к общему объему камеры сгорания V_c , а также увеличения количества перетекающего воздуха в объем $V_{КС}$, показатели двигателя улучшаются.

Наименьшее допускаемое значение $\delta_{из}$ определяется условиями, при которых совокупность допусков на изготовление сочлененных деталей обеспечивает возможность надежной работы всего шатуно-кривошипного механизма и невозможность соприкосновения поршня при его положении в в. м. т. с головкой блока и клапанами.

На рис. 102 приведены зависимости показателей дизеля ЯМЗ-238 от величины надпоршневого зазора. Из рис. 102 видно, что при уменьшении зазора существенно улучшаются все показатели дизеля (включая дымность отработавших газов). Вследствие роста максимального давления, а следовательно, и температуры цикла количество окислов азота по мере уменьшения $\delta_{из}$ будет увеличиваться.

Свойства топлива. На индикаторные показатели двигателя свойства топлива влияют, главным образом изменяя период задержки воспламенения. Его можно уменьшить, добавляя к топливу в небольших количествах специальные присадки. В качестве присадок при-

меняют нитраты, нитриты и различного типа перекиси. Прибавка присадок к топливу повышает его цетановое число (табл. 16) и является эффективным средством для уменьшения не только периода задержки, но и максимального давления цикла.

Повышение цетанового числа и уменьшение периода задержки путем применения присадок не гарантируют высокого индикаторного КПД и снижения содержания дыма в отработавших газах при работе двигателя на различных топливах.

В последнее время начали вводить многофункциональные присадки, действующие положительно также на последнюю стадию сгорания. Такие присадки улучшают индикаторные показатели двигателя и снижают содержание дыма в продуктах сгорания. На рис. 103 показана зависимость содержания сажи в продуктах сгорания от нагрузки двигателя при использовании металлосодержащих присадок на основе бария (A_2) и марганца (ЦТМ). Наибольшая эффективность достигается при использовании комплексной присадки, состоящей из 1,0% A_2 и 0,05 ЦТМ по массе.

Индикаторные показатели двигателя зависят от плотности топлива. При изменении плотности при $t = 20^\circ C$ от $\rho_T = 0,74$ (бензин) до $\rho_T = 0,89$ г/см³ (80% моторного топлива и 20% осветительного керосина) в случае преимущественно объемного смесеобразования и постоянной цикловой подачи топлива наибольшее достижимое p_z снижается, а удельный расход и дымность увеличиваются. Максимальное давление цикла p_z и $\Delta p/\Delta \phi$ на средних и повышенных нагрузках по мере увеличения ρ_T снижаются. На малых нагрузках, когда температура стенок, ограничивающих камеру сгорания, значительно снижается ($p_z < 0,55$ МПа), наилучшее тепलोиспользование достигается при работе на летнем дизельном топливе ($\rho_T = 0,82$ г/см³).

16. Цетановые числа топлива в зависимости от содержания присадок

Присадки	Содержание присадок, %					
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
Метилцетан	33	40	44	50	55	60
Ацетон пероксид	33	41	45	51	57	68
Этилниитрат	33	39	44	49	53	57
Изоамилнитрат	33	39	44	49	54	58
Бутил пероксид	33	43	48	55	57	60

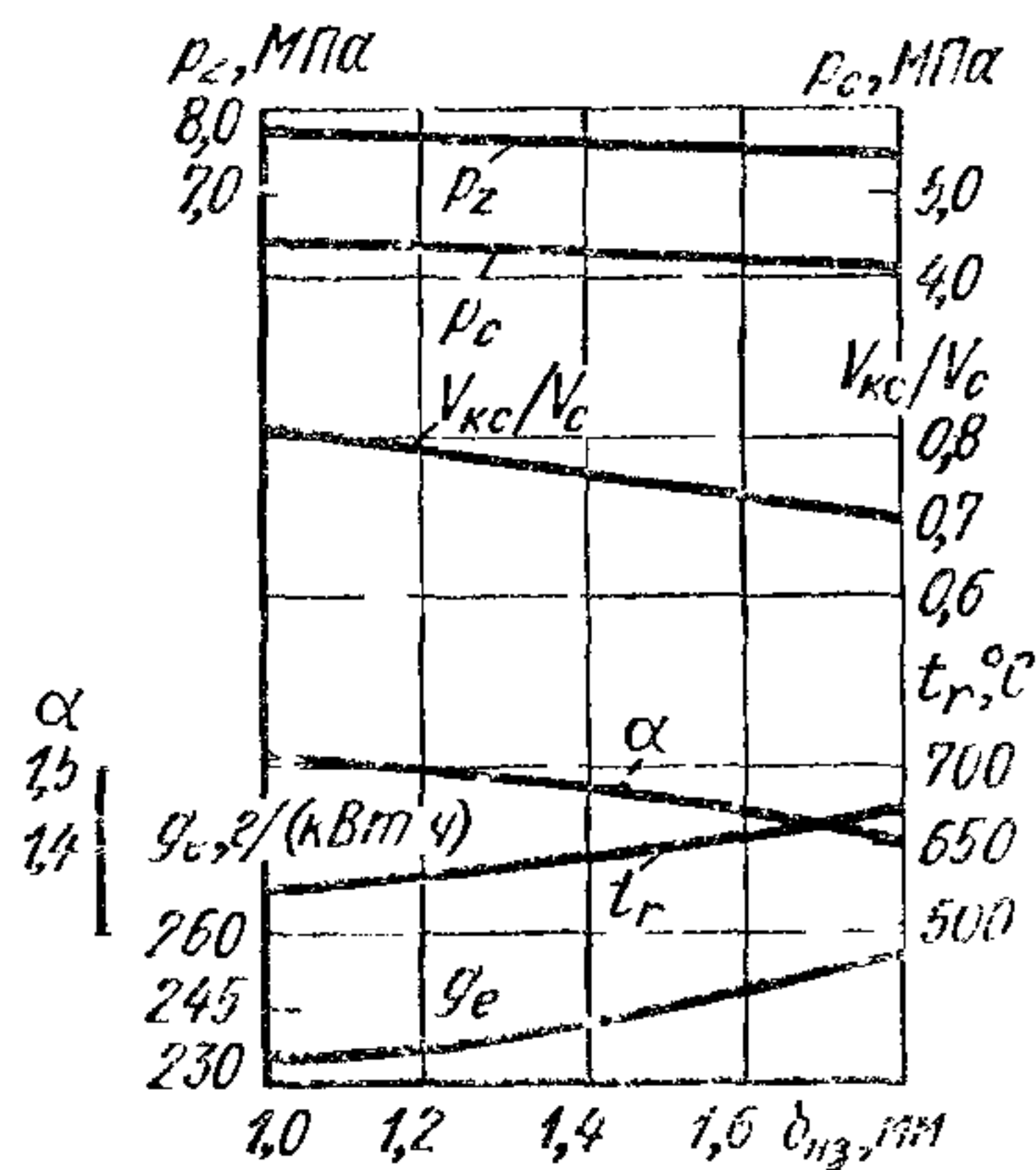


Рис. 102. Влияние зазора $\delta_{нз}$ на показатели двигателя ЯМЗ-238 ($n = 2100$ об/мин)

При преимущественно объемном способе смесеобразования и использовании бензина, когда можно получить устойчивое воспламенение ($p_i > 0,55$ МПа), длительность периода задержки воспламенения существенно больше, чем при работе на дизельном топливе, и, как следствие, в фазе быстрого сгорания $\Delta p/\Delta \phi$ высокое. Заметим также, что при больших цикловых подачах и соответственно малых коэффициентах α при использовании бензина дымность отработавших газов значительно возрастает. Для удовлетворительного протекания процесса сгорания и получения соответствующих индикаторных показателей при использовании различных топлив (многотопливный дизель) применяют пленочное испарение или другие способы

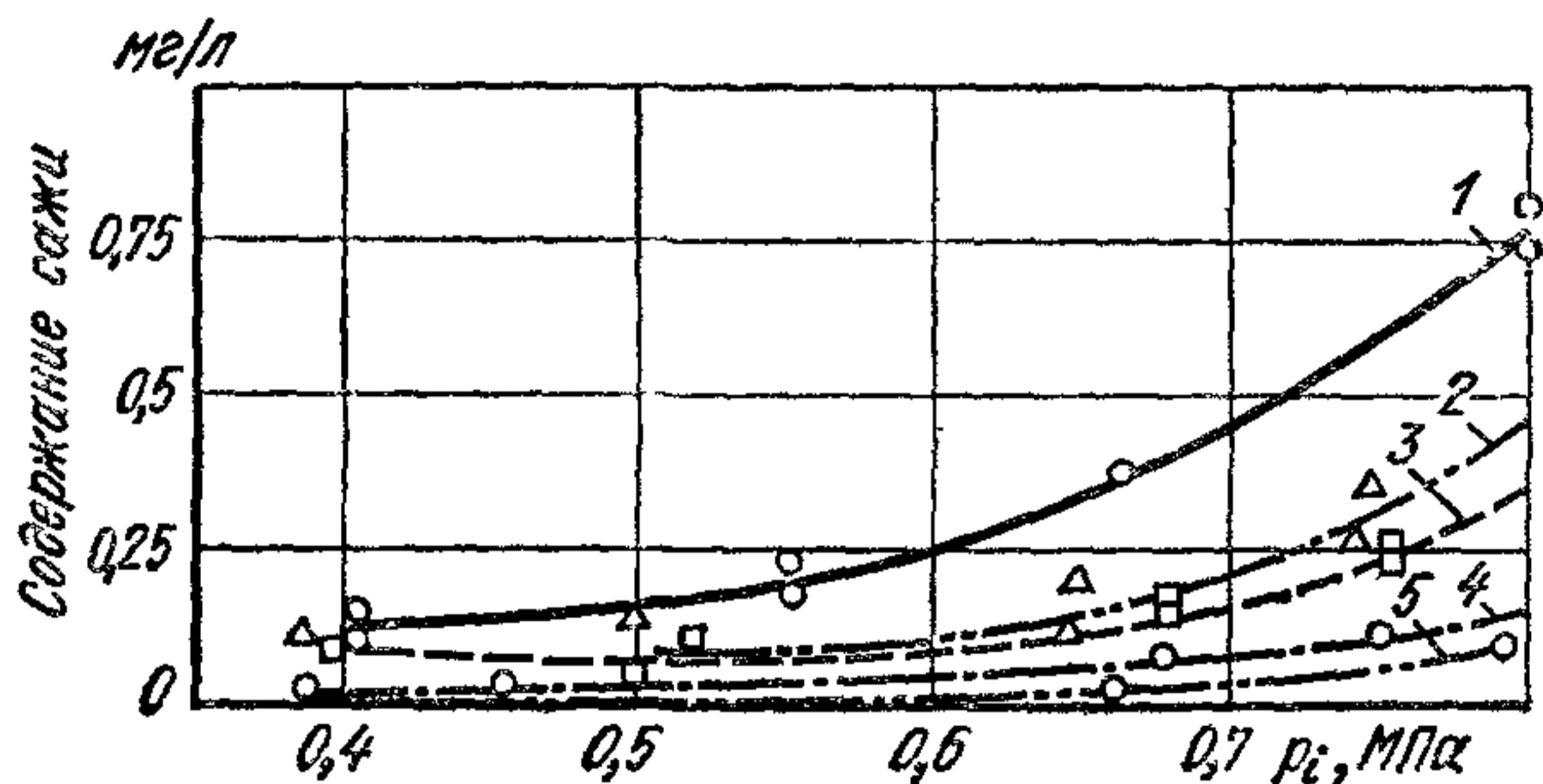


Рис. 103. Содержание сажи в продуктах сгорания в зависимости от присадки к топливу при различной нагрузке:

1 — топливо без присадки, 2 — 0,05% (по массе) присадки ЦТМ; 3 — 1,0% присадки A_2 ; 4 — 1% присадки A_2 и 0,05% присадки ЦТМ; 5 — 1% присадки и 0,05% присадки ЦТМ при увеличении $\phi_{впр}$ на 6° по сравнению с оптимальным

расслоения заряда (см. главу XV). В этом случае возникают сложности во время работы дизеля на легких топливах при пуске и на холостом ходу из-за низкой температуры стенок (трудность пуска, наличие в продуктах сгорания альдегидов, светлый дым и неприятный запах отработавших газов).

§ 4. Влияние параметров цикла на индикаторную мощность и среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление p_i и индикаторная мощность N_i двигателей, работающих на жидком топливе, определяются по формулам (213) и (214).

Отношение H_u/l_0 зависит от состава топлива и характеризует теплоту сгорания смеси при $\alpha = 1$. Для применяемых в автотракторных двигателях жидких топлив отношение H_u/l_0 меняется в узких пределах и может быть принято постоянным ($H_u/l_0 \approx 3,0$ МДж/кг).

При увеличении η_i вследствие лучшего теплоиспользования предельно достигаемое p_i и мощность N_i двигателя возрастают. Наибольшая мощность при прочих равных условиях достигается, когда и $\eta_i/\alpha = \max$.

Условия протекания процесса сгорания в зависимости от состава смеси (см. гл. VI) различны в двигателях с искровым зажиганием и дизелях. По этой причине влияние η_i/α на p_i и N_i необходимо рассматривать отдельно для двигателей указанных типов. На рис. 104 показаны зависимости η_i и η_i/α от α для двигателя с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием (рис. 104, а) и дизеля (рис. 104, б).

Значение η_i в двигателях с искровым зажиганием имеет максимум при α , соответствующем пределу эффективного обеднения. Для достижения наибольших p_i и N_i необходимо смесь обогащать до тех пор, пока η_i/α не будет иметь максимального значения. Заптрихованная область характеризует значения α , находящиеся в пределах регулирования двигателя на максимальную мощность или экономичность.

В дизеле предел эффективного обеднения значительно больше ($\alpha \approx 4,0$ и выше). Максимальные значения η_i/α определяются качеством процессов распыливания топлива, смесеобразования и сгорания. При уменьшении α ниже некоторых пределов ($\alpha < 1,3 \div 1,4$) процесс сгорания резко ухудшается — появляется дым в отработавших газах — и недопустимо перегревается двигатель. Значение α ,

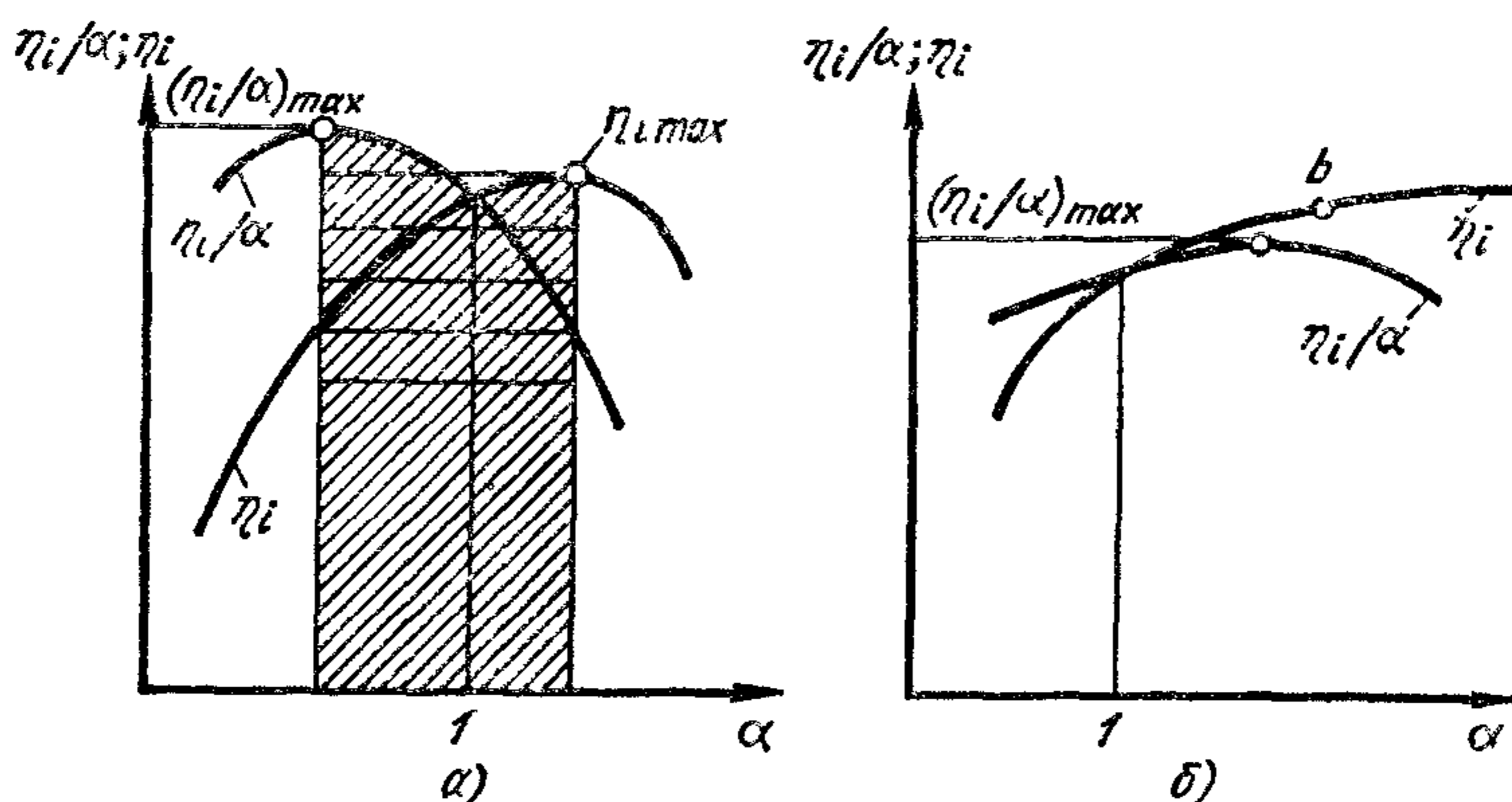


Рис. 104. Зависимость η_i и η_i/α от α

соответствующее $\eta_i/\alpha = \max$, является предельно допустимым при работе дизеля. Наибольшую цикловую подачу топлива ограничивают так, чтобы предельное значение α было несколько больше, чем при максимальном значении η_i/α (точка b на рис. 104, б).

В современных быстроходных дизелях, особенно при наддуве, значения α на номинальном режиме выбирают в пределах 1,5—1,8. Это необходимо для обеспечения допустимой тепловой напряженности ответственных деталей. В диапазоне частот вращения, где достигается максимальный крутящий момент, цикловую подачу топлива увеличивают и соответственно снижается α до такого предела, при котором еще отсутствует дымность отработавших газов.

С увеличением η_v при $n = \text{const}$ в цилиндр поступает большая масса воздуха. Если увеличить цикловую подачу топлива так, чтобы сохранилось заданное значение α , то p_i и N_i возрастают. Мероприятия, обеспечивающие повышение η_v , описаны в гл. IV.

Автотракторные двигатели работают в разных климатических условиях и на различной высоте над уровнем моря. При работе двигателя в высокогорных условиях давление воздуха падает. Если не компенсировать это падение давления так, чтобы $p_{ic} = \text{const}$, то среднее индикаторное давление и мощность двигателя будут снижаться.

ся пропорционально уменьшению p_k . Мощность можно увеличить путем применения наддува, когда в результате предварительного сжатия заряда в компрессоре p_k повышается.

На индикаторное давление p_i и мощность N_i влияет частота вращения n двигателя. При повышении n на p_i влияют два фактора: совершенство процесса, определяемое при данном составе смеси отношением η_i/α , и изменение η_v . Совокупное их влияние приводит к тому, что с увеличением частоты вращения p_i сначала растет, а затем уменьшается. Так как при прочих равных условиях $N_i = \text{const} \times p_i n$, то N_i с увеличением n растет до определенного предела. В даль-

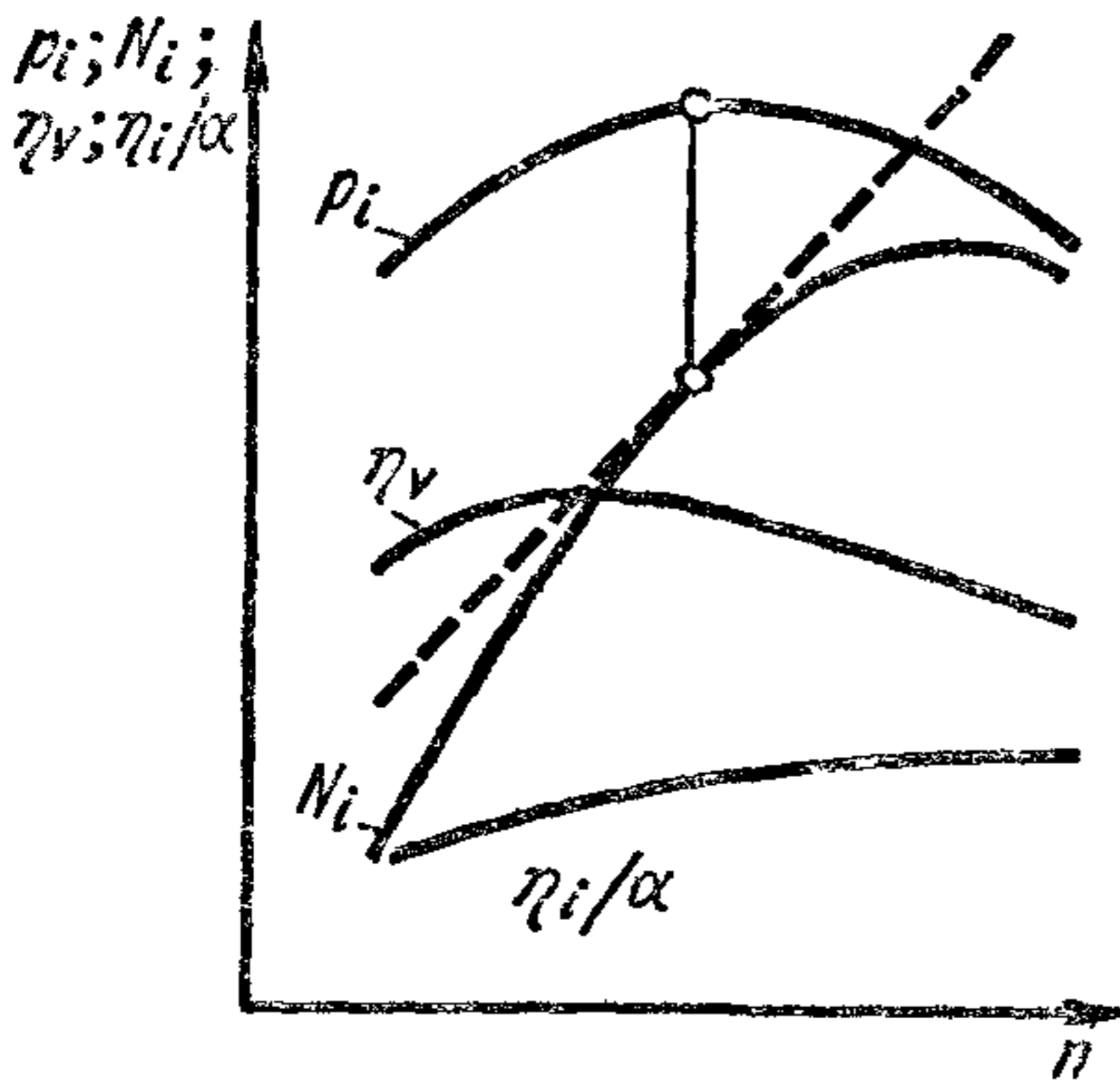


Рис. 105. Изменение максимального давления p_i и мощности N_i в зависимости от n

нейшем преобладающее влияние оказывает резко снижающееся p_i , в связи с чем N_i уменьшается (рис. 105). Штриховая линия изображает линейную зависимость $N_i = f(n)$ при $p_i = \text{const}$ (для случая максимального значения p_i).

Повышение частоты вращения как средство форсирования двигателя ограничено условиями долговечности и допустимого износа основных деталей двигателя, а также ростом механических потерь и потерь на газообмен, снижающих η_m и экономичность.

Одним из главных лимитирующих параметров является средняя скорость поршня (в м/с) $c_{п} =$

$= 2Sn$ (n — в об/с). Для повышения скоростного режима, чтобы сохранить $c_{п}$ в допустимых пределах, у двигателя заданного литража уменьшают до известного предела ход поршня при соответствующем увеличении диаметра цилиндра.

При применении двухтактных двигателей в случае одинаковой с четырехтактными величиной V_h не происходит двукратного увеличения мощности N_i , так как p_i , отнесенное ко всему ходу поршня, будет у этих двигателей меньше, чем у четырехтактных.

Мощность N_i может быть повышена путем увеличения числа цилиндров i и рабочего объема (iV_h). Однако с возрастанием числа цилиндров при неизменном V_h увеличиваются масса и габаритные размеры двигателя.

§ 5. Факторы, влияющие на механические потери

Из уравнений (223) и (219) видно, что эффективные показатели двигателя тем лучше, чем выше теплоиспользование и меньше механические потери. При уменьшении механических потерь значительно повышаются эксплуатационные показатели. При прочих равных условиях работы двигателя при разных нагрузках и скоростных режимах в случае снижения механических потерь уменьшается коли-

чество теплоты, отдаваемой охлаждающей среде, и снижается тепловая напряженность трущихся деталей двигателя. При меньших потерях на трение понижаются затраты мощности, расходуемой на привод масляного насоса и вентилятора и уменьшаются габаритные размеры и массы вентилятора и радиатора. Чем меньше потери на трение, тем меньше износ основных трущихся пар, больше срок службы и меньше число неисправностей двигателей в эксплуатации.

Несмотря на значительный прогресс автомобильного и тракторного двигателестроения, величина η_m относительно невелика, на номинальном режиме обычно не выше 0,75—0,8. При снижении нагрузки значение η_m уменьшается.

Величина потерь на трение $p_{тр}$ определяется суммой составляющих, связанных с относительным перемещением поршней и поршневых колец в цилиндрах, поршневых пальцев во втулках, коленчатых и распределительных валов в подшипниках, толкателей и клапанов в направляющих, кулачков с толкателями, а также незначительными вентиляционными потерями, возникающими при вращении коленчатого вала и маховика и их трении о воздух.

Установлено, что величина $p_{тр}$ зависит от условий образования масляной пленки, когда нет прямого контакта металлических поверхностей пар (жидкостное трение,) а также от условий, при которых наряду с жидкостным трением имеется частично граничное трение (контакт металлических поверхностей). Процессы, где имеются элементы граничного трения, могут возникнуть в сопряжениях поршневых колец с поверхностями цилиндров, поршней с цилиндрами и поршневыми кольцами.

Составляющие потерь на трение, обусловленные жидкостным трением, относительно мало зависят от нагрузки на элементы механизма. Среднее давление $p_{тр}$, соответствующее этим составляющим, практически линейно зависит от скоростного режима двигателя, характеризуемого средней скоростью поршня $c_{п}$.

В отличие от этого составляющие, обусловленные граничным трением, существенно зависят от действия газов и в меньшей мере от инерционных. Эти составляющие также линейно зависят от скорости поршня.

Работа, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов, зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Сочетание отмеченных факторов позволяет при предварительных расчетах механических потерь пользоваться формулой

$$p_m = A + Bc_{п}, \quad (224)$$

где A и B — коэффициенты, приведенные в табл. 17 для определения p_m (в МПа).

В двигателях с наддувом механические потери зависят от величины отношения p_k/p_p . Для ориентировочных расчетов можно принять $p_m = 0,1 (A + Bc_{п}) p_k$.

На рис. 106 приведены зависимости p_m от $c_{п}$ для автомобильных двигателей. Данные получены при вращении двигателя от постороннего источника энергии (электродвигателя). Температуры масла

в картере и воды в системе охлаждения соответствовали тем, которые устанавливаются во время работы двигателя под нагрузкой.

17. Значения коэффициентов A и B для различных типов двигателей

Тип двигателя	A	B	Тип двигателя	A	B
С искровым зажиганием: $S/D > 1$ $S/D < 1$	0,05	0,0155	Дизели: с разделенной камерой сгорания с неразделенной и полуразделенной камерами сгорания	0,105	0,0138
	0,04	0,0135		0,105	0,012

В табл. 18 приведены составляющие механических потерь (по данным Рикардо).

Из табл. 18 видно, что наибольшие потери вызываются трением между поршнем с кольцами и зеркалом цилиндра.

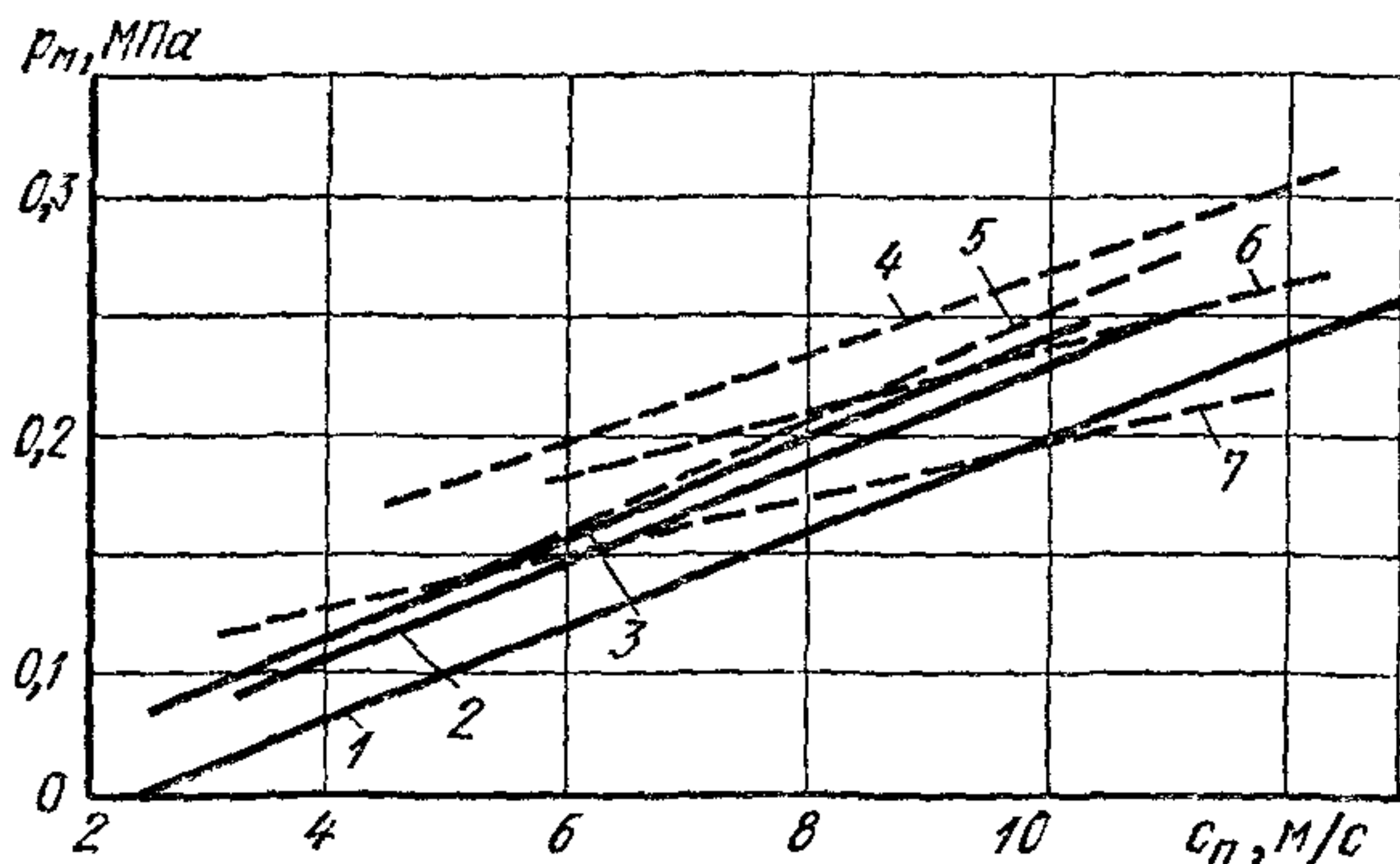


Рис. 106. Зависимость механических потерь p_m от средней скорости поршня c_n :

сплошные линии — карбюраторные двигатели; штриховые дизели; 1 — ГАЗ-21А, 2 — МЗМА-407; 3 — ЗИЛ-130; 4 — дизель с предкамерой; 5 — ЯМЗ-238; 6 — дизель с вихревой камерой; 7 — дизель с однополостной камерой сгорания

По данным НАМИ, наибольшие затраты работы на трение в дизеле для грузового автомобиля возникают в сопряжениях поршней (с поршневыми кольцами) с цилиндрами и на газообмен (до 73% от общих затрат). По этим же данным, затраты на трение в коренных подшипниках коленчатого вала существенно меньше (до 10%). Затраты на привод агрегатов (без учета затрат на вентилятор) составляют 7%. Вентиляционные потери незначительны. В общем балансе потери на перетекание газа из надпоршневого пространства в картер при хорошем состоянии деталей цилиндра-поршневой группы и надежном уплотнении составляют в дизеле до 1,5%.

Потери на трение. Трение в парах с граничной смазкой может интенсивно возрастать при повышении нагрузок, которые определяются давлением газа и силами инерции. Действие последних на детали цилиндра-поршневой группы проявляется вдали от мертвых точек, когда подъемная сила масляного клина относительно велика. Это приводит к малой зависимости затрат на трение от действия сил инерции.

18. Механические потери (в %) для различных двигателей

Потери	С искровым зажиганием	Дизели
На трение между: поршнем, кольцами и цилиндром шатунными и коренными шейками вала и подшипниками	44,0 22,0	50,0 24,0
На газообмен	20,0	14,0
На привод: клапанного механизма и агрегатов масляного, водяного и топливного насосов	8,0 6,0	6,0 6,0
Итого	100	100

В результате проникновения газа в пространстве между кольцами и канавками поршня возникает давление так называемое «заколенное», действующее на поршневые кольца. На рис. 107 показана зависимость этого давления от угла поворота кривошипа, полученная

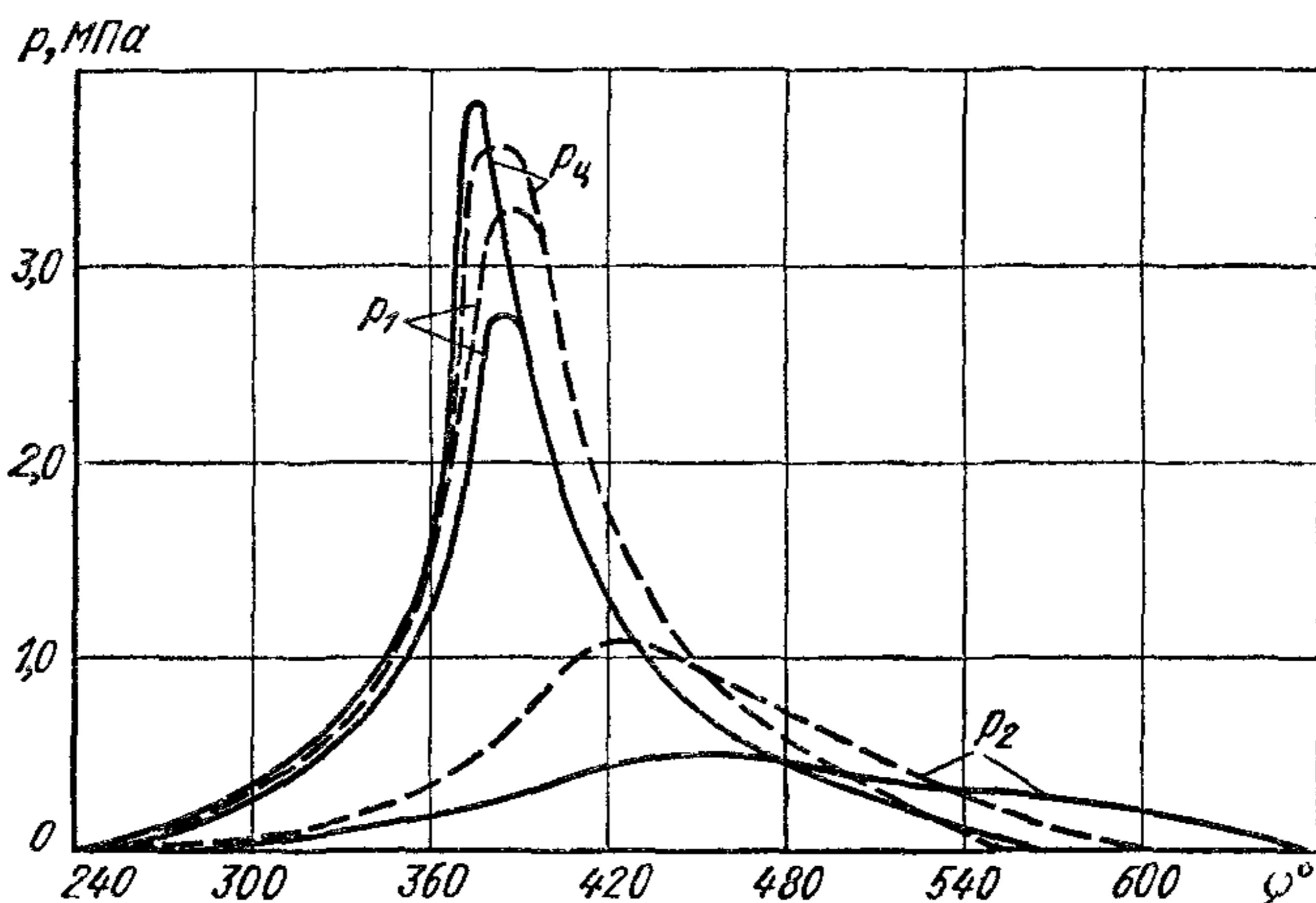


Рис. 107. Зависимость давления под кольцами от угла φ :
сплошные кривые $n = 3200$ об/мин; штриховые $n = 2000$ об/мин

в опытах ЦАМИ. Из графиков видно, что давление в канавке верхнего поршневого кольца p_1 максимально вблизи в. м. т. Оно изменяется в течение рабочего цикла и достигает величины, равной примерно $0,75 p_c$. Значительно ниже максимальное давление p_2 , действующее на стенки цилиндра у второго поршневого кольца, а еще ниже — у третьего кольца. Суммарно на стенки цилиндров действуют создаваемые поршневыми кольцами давление от сил их упругости и давление, возникающее от проникновения газа между канавками и кольцами. Это давление действует на протяжении всего рабочего

цикла, достигая высоких значений в зонах в. м. т., где подъемная сила масляного слоя в сопряжениях поршень — кольцо — гильза цилиндра минимальна. В этих зонах в наибольшей мере проявляются «сухие» (контактные) составляющие граничного трения, вызывающие износ гильзы цилиндра.

Ниже рассмотрены возможные пути снижения потерь на трение.

Уменьшение площади контактных поверхностей. Для снижения потерь уменьшают поверхности юбок поршней и число поршневых колец. В современных конструкциях двигателей, как правило, устанавливают два и иногда одно компрессионное кольцо на каждый поршень. Ликвидация одного кольца на каждом поршне позволяет снизить $p_{тр}$ в среднем на 0,012 МПа.

Совершенствование формы и качества обработки контактных поверхностей. Совершенствование формы и качества обработки поверхностей поршневых колец и поршня снижает потери на трение.

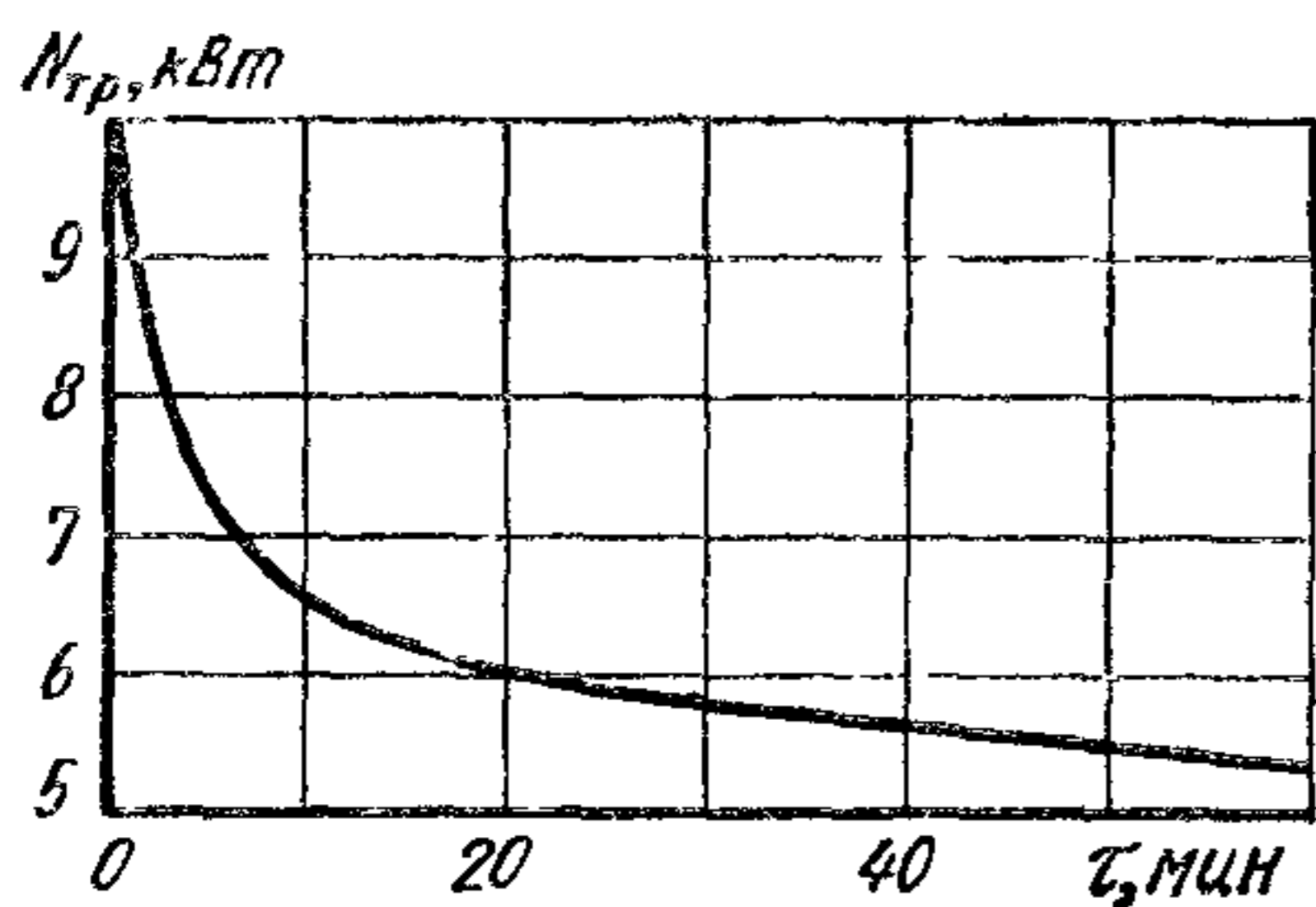


Рис. 108. Зависимость потерь мощности на трение $N_{тр}$ от времени обкатки (двигатель ГАЗ-21)

Объясняется это тем, что при отклонении цилиндра от формы тела вращения давление, действующее на его контактные поверхности, становится неравномерным. В зонах повышенного давления может возрасти трение, увеличиваться износ, возможны задиры поршня о стенки цилиндра вследствие чрезмерного интенсивного выделения теплоты.

При изготовлении деталей необходимо по возможности устранить возникающие остаточные напряжения. В последние годы большое внимание уделяется приданию поршням формы, позволяющей обеспечить хороший их контакт с цилиндрами в нагретом состоянии.

Рельеф шероховатостей контактных поверхностей должен быть оптимальным. При чрезмерной шероховатости могут недопустимо увеличиваться контактные давления, возрасти удельное выделение теплоты, приводящее к задирам и износу поршня, колец и цилиндра.

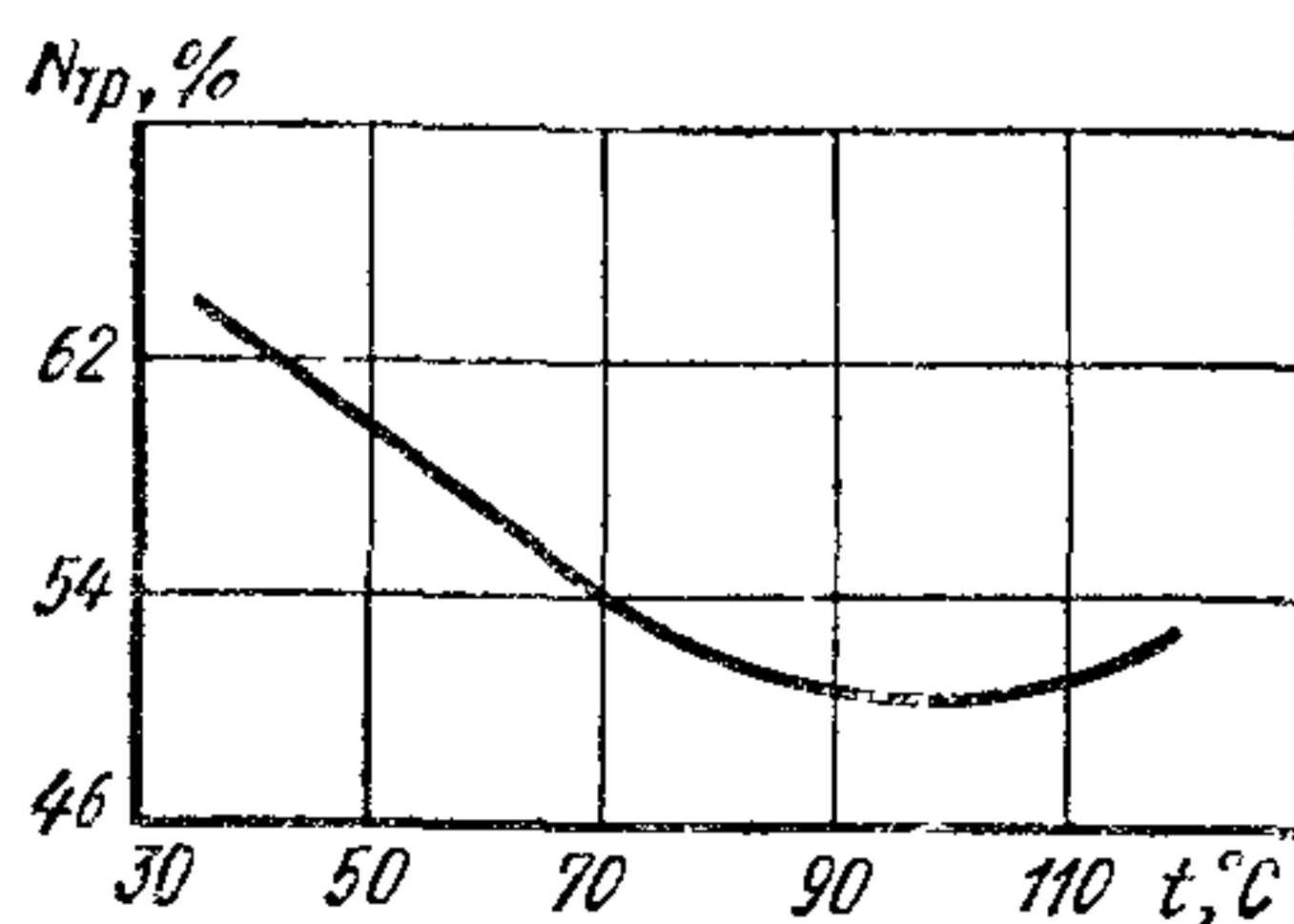
Большое влияние на трение и износ оказывают размеры и формы системы каналов («пор») в хромовом покрытии компрессионных колец, а также качество приработочного покрытия, наносимого на слое хрома.

Продолжительность приработки устанавливают путем измерения потерь мощности на трение $N_{тр}$ через определенные промежутки времени τ . Из графика на рис. 108 видно, что в начальный период обкатки интенсивно сглаживаются неровности трущихся поверхностей.

Современные технологические методы позволяют свести к минимуму продолжительность процесса приработки деталей двигателей. Тем не менее для обеспечения высокого ресурса двигателя и снижения механических потерь целесообразно не только проведение кратковременной заводской обкатки двигателей, но и ограничение нагрузок и скорости движения в начальном периоде эксплуатации автомобилей. В этот период ограничивают максимальную мощность двигателя и частоту вращения коленчатого вала путем установки специальной ограничительной шайбы между карбюратором и впускным трубопроводом.

Улучшение качества применяемых масел. Механические потери двигателей зависят от вязкости моторного масла, прокачиваемого через сопряжения механизмов. Вязкость масла в реальных условиях работы определяется его вязкостно-температурной характеристикой и температурой поверхностей деталей двигателя.

Рис. 109. Влияние температуры масла в картере на потери на трение



При пуске двигателя в условиях низких температур вязкость масла в сопряжениях велика, величина $p_{тр}$ имеет наибольшее значение и прокачка масла через подшипники затруднена. Помимо резкого увеличения нагрузки на стартер это может привести к перегрузке поверхностей подшипников двигателя. Поэтому для эксплуатации двигателей в районах с холодным климатом рекомендуется применять масла, с пологими вязкостно-температурными характеристиками из так называемых «загущенных» сортов, а также прогревать двигатели перед пуском.

Температура масла сильно влияет на потери на трение. Из рис. 109 видно, что имеется диапазон температур, где потери на трение наименьшие, обычно он составляет 80—90° С. Для ограничения температуры масла при работе двигателя используют масляные теплообменники.

Помимо вязкости масла в условиях граничного трения имеют значение прочность адсорбции масляной пленки, противоизносные качества масел, для повышения которых вводят специальные присадки.

Оптимизация теплового состояния двигателя. Тепловое состояние поверхностей деталей определяется нагрузкой, скоростным режимом двигателя и интенсивностью его охлаждения. В двигателях с жидкостным охлаждением при повышении температуры теплоносителя в системе охлаждения увеличивается также и температура масла. При эксплуатации следует температуру жидкости поддерживать

в пределах, обеспечивающих такую температуру масла, при которой потери на трение минимальны.

В двигателях с воздушным охлаждением интенсивность охлаждения определяется количеством воздуха, проходящего через систему охлаждения двигателя. Размеры вентилятора, подающего воздух на охлаждение, выбирают исходя из условий получения наибольшей допустимой температуры поршня, головки и цилиндра двигателя.

Увеличение нагрузки. При увеличении нагрузки температура масляного слоя повышается, что до известного предела снижает потери на трение (рис. 109). С ростом нагрузки повышается максимальное давление p_z , что приводит к некоторому увеличению этих потерь.

При снижении нагрузки в карбюраторном двигателе мощность, затрачиваемая на газообмен, вследствие дросселирования увеличивается, но это не компенсируется уменьшением потерь на трение из-за меньшего максимального давления цикла, в результате чего при снижении нагрузки $p_{тр}$ возрастает. В дизелях потери на трение с изменением нагрузки почти не меняются.

Потери на газообмен. В быстроходных двигателях автомобильного типа доля потерь на газообмен может составлять до 20% величины суммарных потерь. Поэтому актуальным являются работы по уменьшению потерь на газообмен путем снижения аэродинамических сопротивлений при впуске и выпуске (см. гл. IV).

§ 6. Факторы, влияющие на эффективные показатели двигателя

Эффективные показатели двигателя при полной нагрузке и различных скоростных режимах. На рис. 110 показан характер изменения параметров, влияющих на эффективную мощность двигателя, в зависимости от частоты вращения n .

Произведение $(H_u/l_0)(\eta_i/\alpha)\eta_V\rho_K$ в выражении (213) определяет среднее индикаторное давление p_i или пропорциональный ему индикаторный крутящий момент M_i . При $\rho_K = \text{const}$ для жидких топлив $M_i \sim \eta_V (\eta_i/\alpha)$.

Индикаторная мощность, расходуемая на трение и привод вспомогательных механизмов, характеризуется кривыми M_M и N_M . При увеличении M_M и p_M и соответственно N_M с ростом n на некотором скоростном режиме вся индикаторная работа будет полностью расходоваться на трение и привод вспомогательных механизмов. Абсцисса точки A характеризует максимальную частоту вращения, которую двигатель может развивать без нагрузки. Ее называют разносной частотой вращения холостого хода $n_{разн}$. Из-за резко возрастающих при $n_{разн}$ сил инерции, нагружающих шатунно-кривошипный механизм, работа двигателя на этом режиме недопустима.

Ординаты кривых $M_e = M_i - M_M$ ($p_e = p_i - p_M$) и $N_e = N_i - N_M$ при любом скоростном режиме характеризуют эффективный крутящий момент (среднее эффективное давление) и эффективную мощность, которая может быть передана трансмиссии автомобиля.

Из рис. 110 видно, что максимум кривой N_e достигается при частоте вращения n_e , меньшей n_i , соответствующем максимуму кривой N_i .

Характер изменения КПД и удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения показан на рис. 111. При известных g_i , η_i и η_m можно определить g_e и η_e .

Эффективные показатели двигателя при изменении нагрузки. Двигатель с искровым зажиганием. При уменьшении нагрузки дросселированием в двигателе с искровым зажиганием возрастают потери

на газообмен. Одновременно вследствие уменьшения сил от действия газов несколько снижаются потери на трение. При анализе индикаторных показателей было установлено, что с уменьшением нагрузки η_i с некоторого момента (0,8—0,85 максимальной нагрузки) снижается.

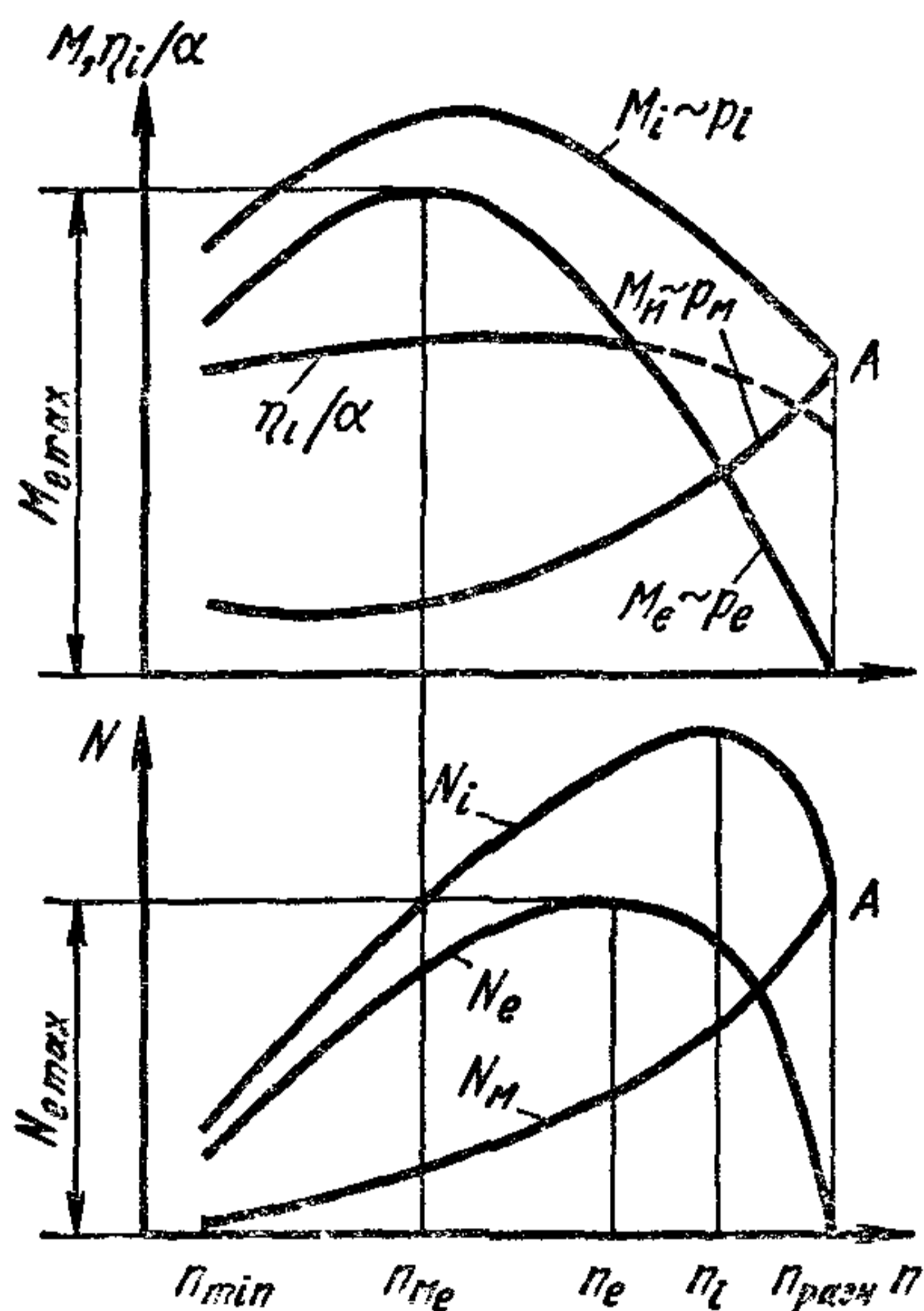


Рис. 110. Зависимости p_i , p_e , M , N_e и N_i

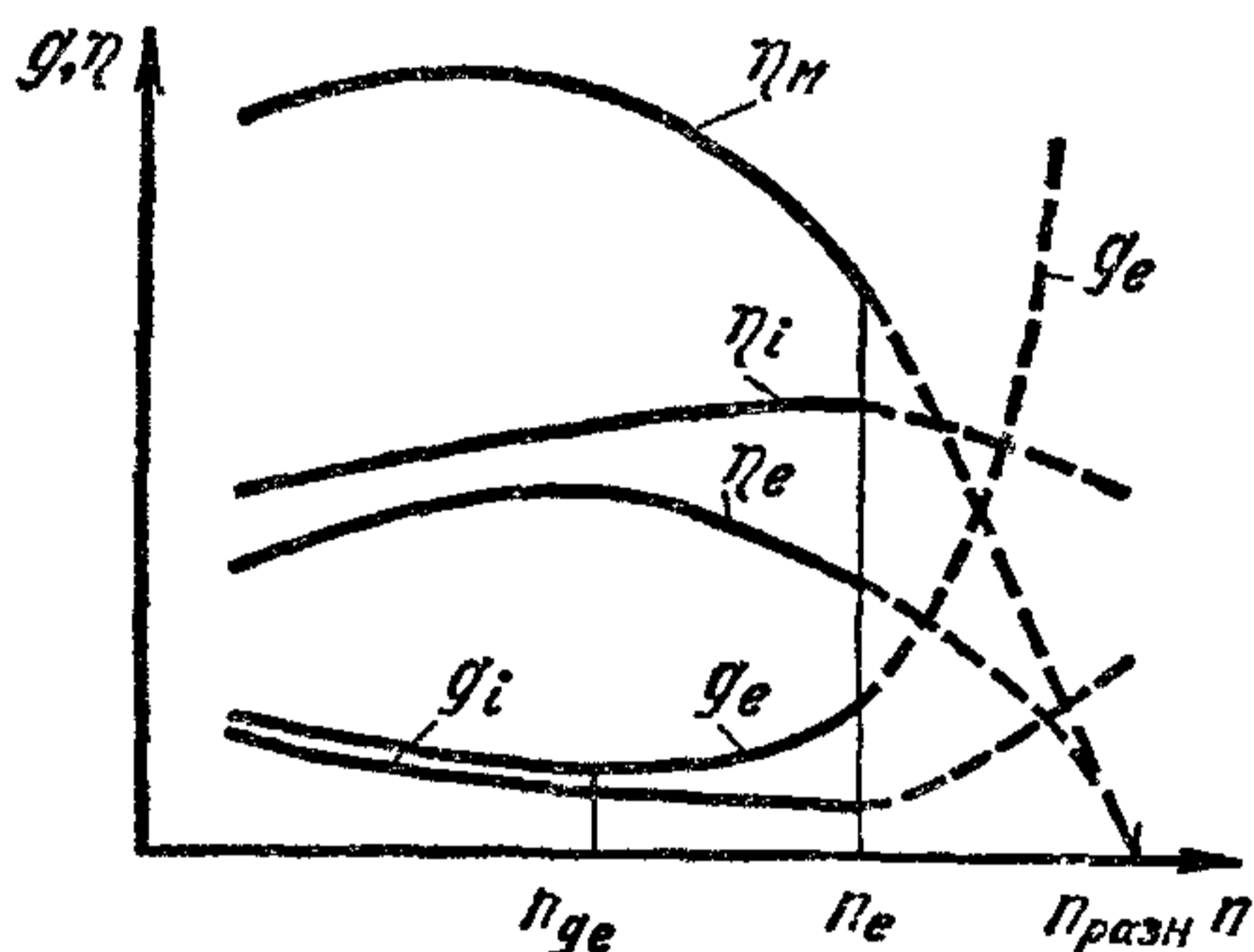


Рис. 111. Зависимость КПД и удельных расходов топлива от частоты вращения

На каждом скоростном режиме при $\eta_v = \text{const}$ наилучшая экономичность цикла достигается при определенном сочетании α и угла φ_z . Оптимальным экономическим регулированием двигателя при $n = \text{const}$ называют такое сочетание коэффициентов η_v , α и угла φ_z , при которых каждое значение нагрузки достигается при максимально возможной для данного двигателя топливной экономичности. Совместное действие этих факторов на эффективный КПД в зависимости от нагрузки показано на примере данных, полученных при исследовании двигателя МЗМА-407 (рис. 112). Характеристика оптимального регулирования этого двигателя построена при нескольких постоянных положениях дроссельной заслонки (штрихпунктирные кривые), при которых снимались характеристики по составу смеси и оптимальных для каждого α углах опережения зажигания. В этом случае кривая оптимальной экономичности будет являться огибающей кривых $\eta_e = f(p_i)$ или $g_e = f(p_e)$ во всем диапазоне нагрузок. Повышение p_e от 0,74 МПа достигается путем обогащения смеси при соот-

ветствующем увеличении g_e . Из графика видно, что при дросселировании для получения наибольшей экономичности необходимо обогащение смеси и возрастание φ_3 .

На рис. 113 показано изменение различных параметров двигателя МЗМА-407 от нагрузки при постоянной частоте вращения.

Механический КПД η_m , равный нулю при холостом ходе, увеличивается, достигая наибольшего значения при максимальной нагрузке двигателя. Эффективный КПД η_e при холостом ходе равен нулю.

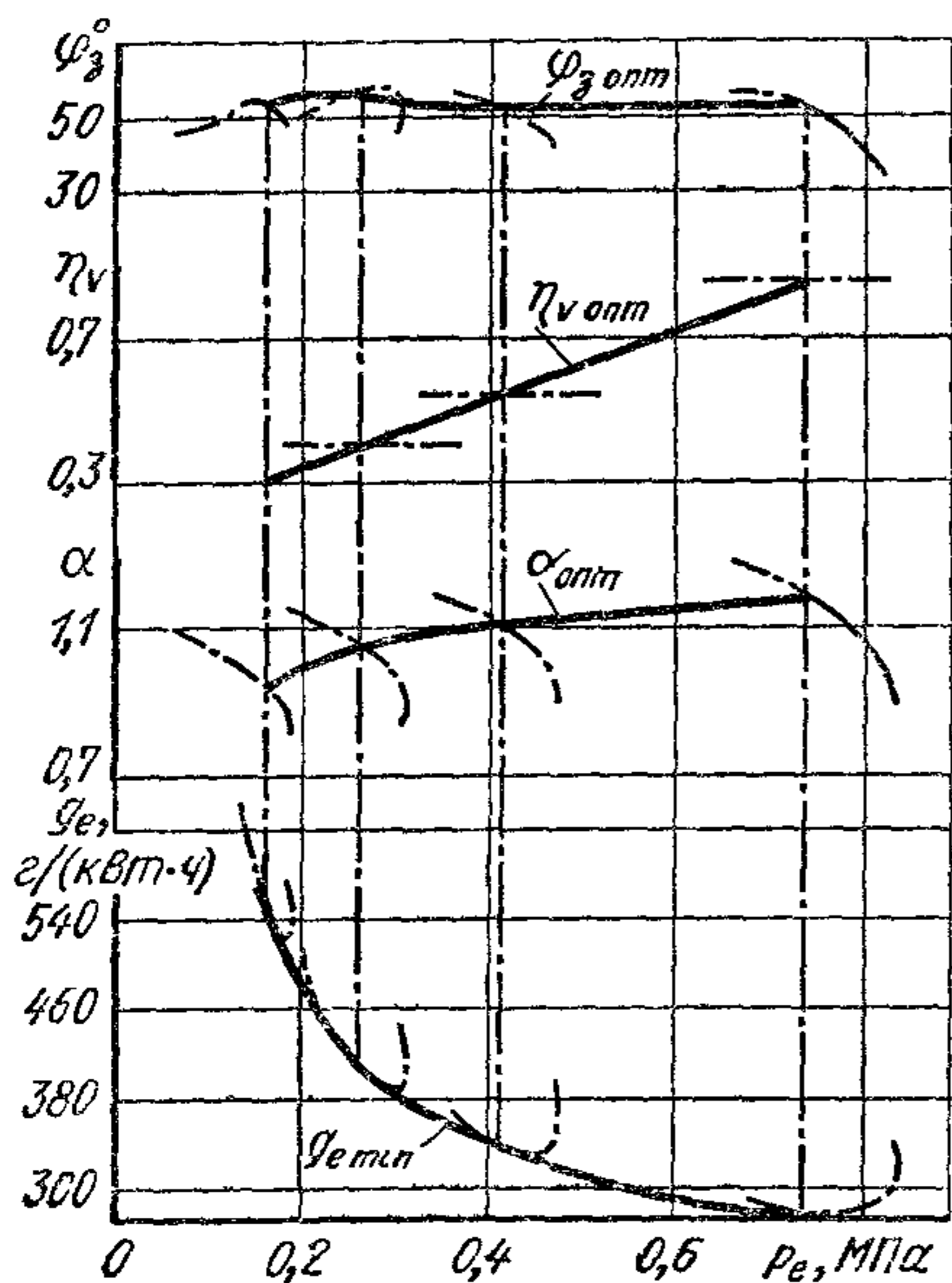


Рис. 112. Характеристика оптимального регулирования двигателя МЗМА-407 ($n = 2000$ об/мин)

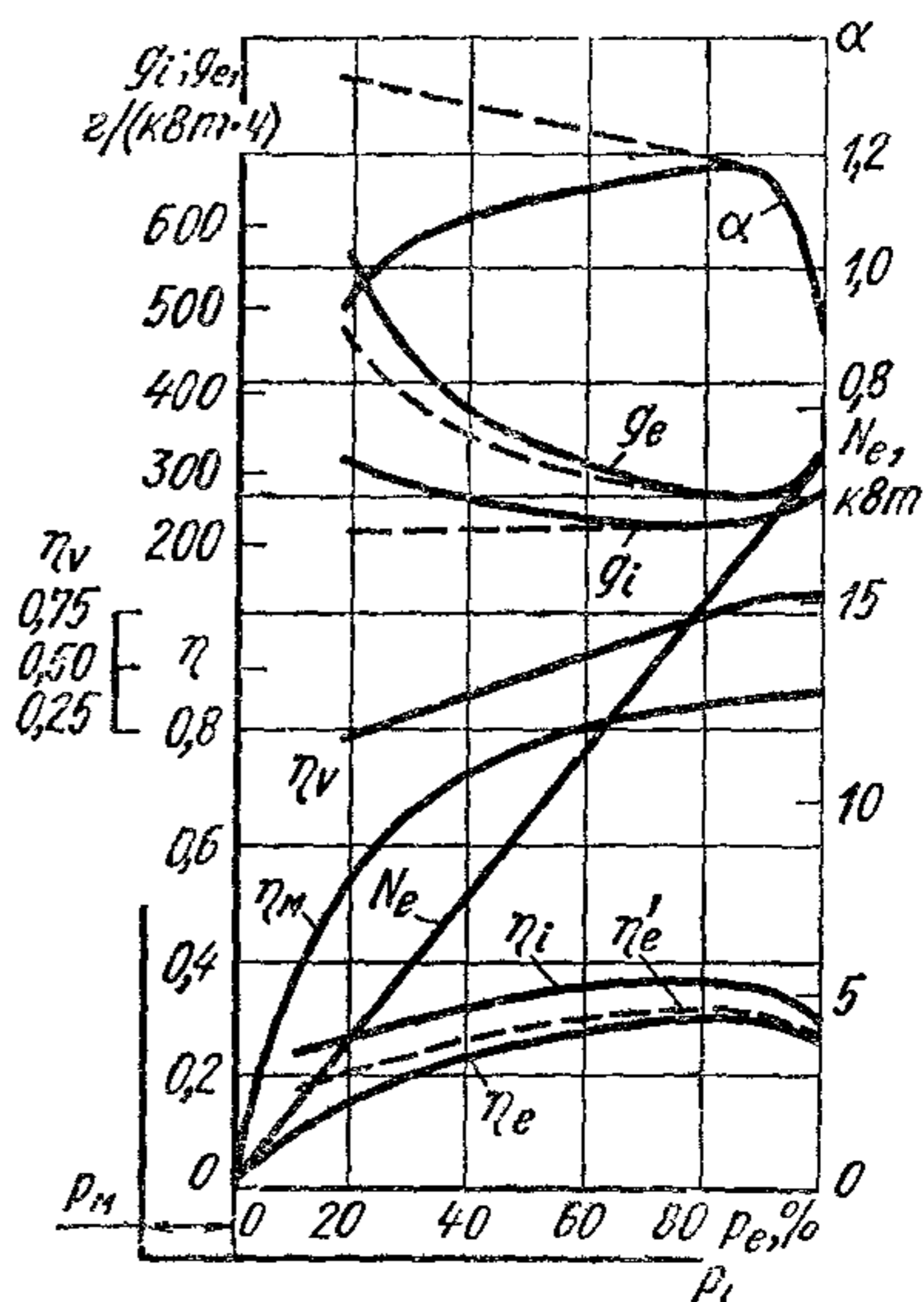


Рис. 113. Зависимость показателей карбюраторного двигателя МЗМА-407 от нагрузки ($n = 2000$ об/мин)

Он имеет наибольшее значение при максимальном η_i . При дальнейшем повышении нагрузки из-за обогащения смеси η_i снижается быстрее, чем растет η_m . Вследствие этого в зоне больших нагрузок, когда включается экономайзер, η_e уменьшается.

Кривая $\eta'_e = \eta_i \eta'_m$ показывает изменение условного КПД (где η'_m — КПД, учитывающий все механические потери, за исключением работы, затраченной на газообмен и подсчитанной по индикаторным диаграммам процесса газообмена). Разница между значениями η'_e и η_e существенно возрастает при снижении нагрузки, что является результатом увеличения работы, затрачиваемой на газообмен при дросселировании.

Эффективный удельный расход g_e достигает минимального значения при α , соответствующем условиям наибольшего эффективного обеднения смеси, и затем при снижении нагрузки сравнительно резко возрастает. При снижении нагрузки и приближении p_e к нулю удельный эффективный расход стремится к бесконечности.

При снижении нагрузки одновременно с увеличением работы, затрачиваемой на газообмен, индикаторный КПД уменьшается вследствие необходимого обогащения смеси, в результате η_i падает более резко, чем в случае работы двигателя на обедненной смеси. Для устранения этого необходимо применять специальные меры, обеспечивающие устойчивую работу двигателя при обеднении смеси (например,

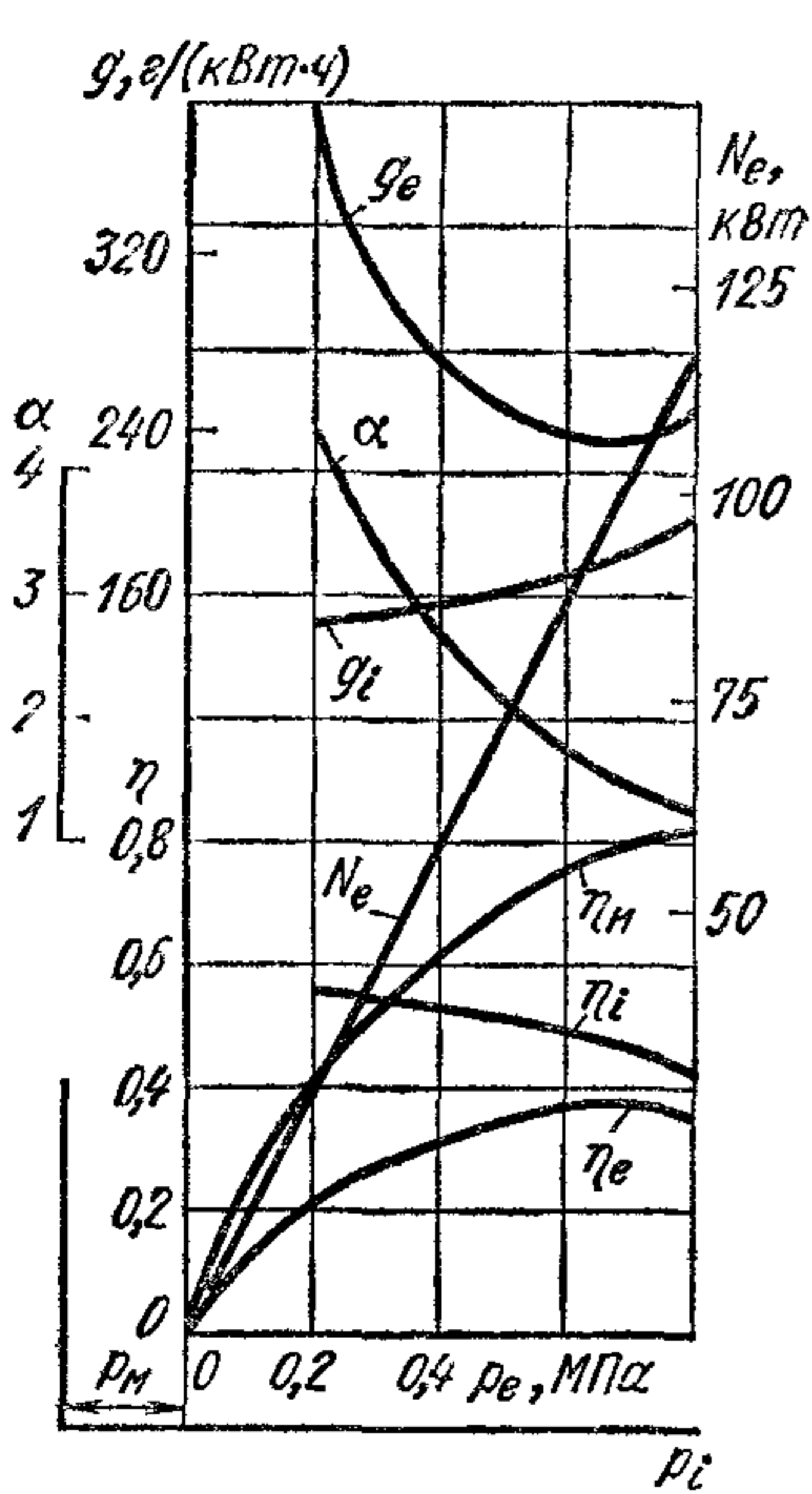


Рис. 114. Зависимость показателей дизеля ЯМЗ-236 от нагрузки ($n = 1600$ об/мин)

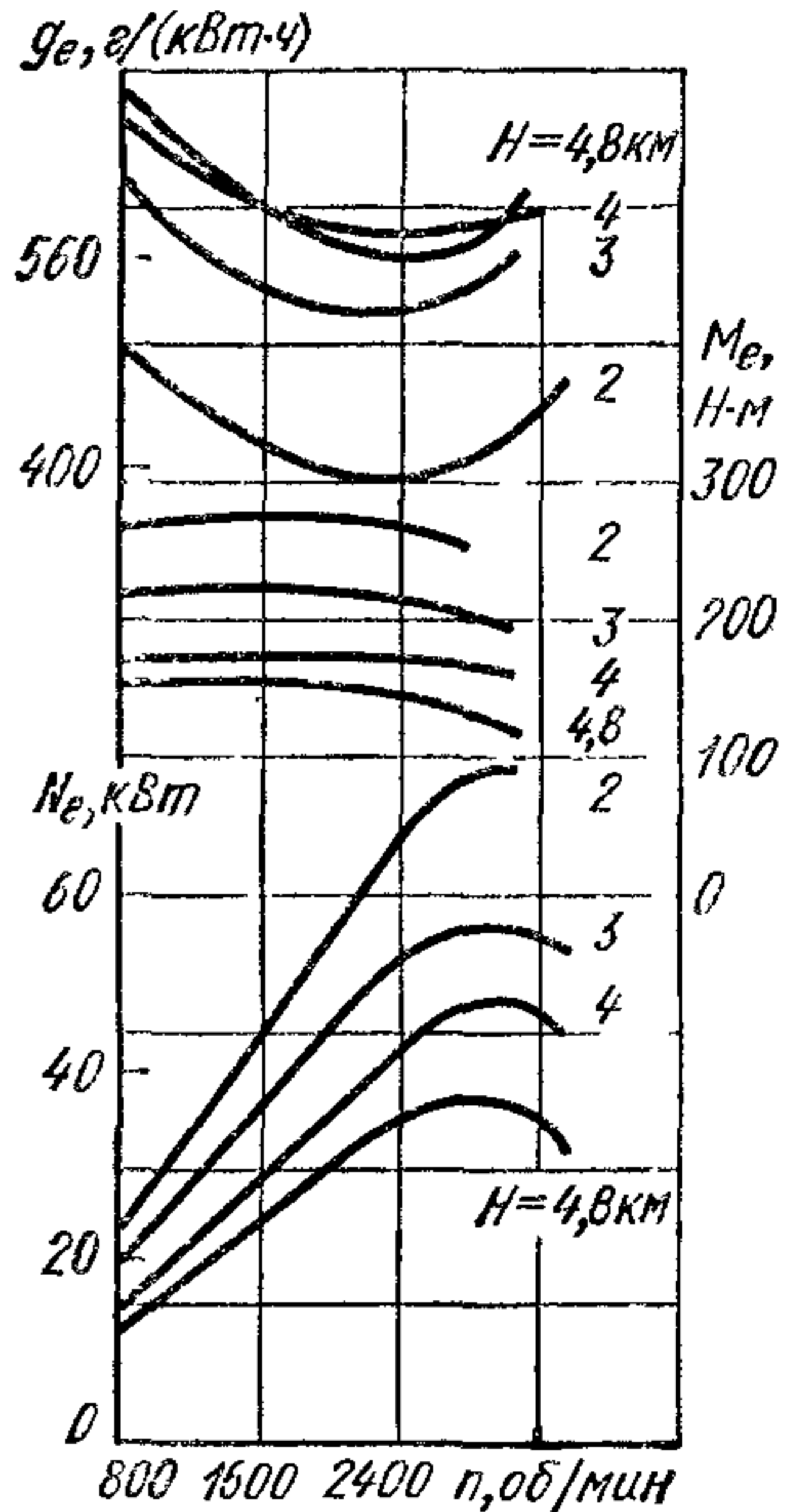


Рис. 115. Показатели двигателя ЗИЛ-130 при работе его на различной высоте H над уровнем моря

форкамерно-факельное зажигание, расслоение заряда и т. п.). В случае достижения возможности работы двигателя при уменьшении нагрузки и значениях α , показанных на рис. 113 штриховой линией, величины g_i и g_e будут меньшими (штриховые линии).

Дизель. Зависимость параметров четырехтактного дизеля ЯМЗ-236 от нагрузки показана на рис. 114. Достижимые в дизеле высокие пределы эффективного обеднения смеси обеспечивают возможность качественного регулирования, при котором α меняется в широких пределах ($\alpha = 1,4 \div 5,0$). В результате этого η_i увеличивается с понижением нагрузки. В зоне больших нагрузок, когда при малых значениях α наблюдается некоторое ухудшение процесса сгорания, η_e по мере уменьшения нагрузки повышается более интенсивно.

В дизеле, как и в карбюраторном двигателе, η_e и g_e при некоторой нагрузке (0,8—0,85 полной) имеют оптимальные значения. При дальнейшем увеличении нагрузки по причинам, указанным выше (см. рис. 104, б и пояснения к нему), эффективный КПД снижается.

Однако вследствие больших по сравнению с двигателем с искровым зажиганием значений η_i и η_e на номинальной нагрузке и увеличения их с понижением нагрузки, а также потому, что в дизеле не изменяются в зависимости от нагрузки потери на газообмен, разница в величинах η_e и g_c карбюраторного двигателя и дизеля по мере снижения нагрузки возрастает. Это приводит к тому, что эксплуатационный расход топлива дизелем по сравнению с карбюраторным двигателем такой же номинальной мощности на 15—30 % меньше.

Зависимость эффективных показателей двигателя от условий окружающей среды. Из уравнения (221) видно, что мощность двигателя зависит от плотности заряда ρ_k . При эксплуатации автомобиля в различных климатических условиях, когда меняются температура и давление окружающей среды, эффективные показатели двигателя изменяются. Эти изменения особенно ощутимы при работе автомобиля в высокогорных условиях, когда понижение давления достигает значительных величин, не компенсируемых снижением температуры, и плотность заряда с высотой уменьшается. По данным исследования (рис. 115), на каждые 1000 м подъема мощность снижается на 12,5 %.

При увеличении разрежения с высотой смесь переобогащается. Если не принимать специальных мер (например, уменьшать сечение жиклеров), то это приводит к ухудшению процесса сгорания и снижению индикаторного КПД. Вследствие падения эффективной мощности механический КПД также уменьшается. В результате этого экономичность двигателя заметно ухудшается.

Наиболее эффективным средством сохранения неизменных показателей двигателя является применение наддува, при котором с подъемом на определенную высоту над уровнем моря $\rho_k = \text{const}$.

При испытании автомобильных двигателей в различных атмосферных условиях для сопоставления показателей результаты испытаний целесообразно приводить к одним атмосферным условиям. Согласно ГОСТ 14846—69 мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление приводят к стандартным атмосферным условиям ($p_0 = 760$ мм рт. ст. или 0,1013 МПа; $t = 20$ °С, относительная влажность воздуха 50 %), используя приведенные поправки (в %):

При изменении:	Двигатель с искровым зажиганием	Дизель
	температуры воздуха на каждые 10° С в диапазоне 10—60° С	1,8
давления на каждые 10 мм рт. ст. не ниже 600 мм рт. ст.	1,35	

Примечание. У дизелей к стандартным атмосферным условиям приводят также часовой расход топлива G_T . При $t > 20$ °С на каждые 10° С G_T увеличивает на 1,5 %, при $t < 20$ °С соответственно уменьшают.

ХАРАКТЕРИСТИКИ И УСТОЙЧИВОСТЬ РЕЖИМА РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Общие сведения

Эксплуатация автомобиля происходит при переменных нагрузках, скорости и различных дорожных условиях. Поэтому мощность двигателя всегда должна соответствовать той, которая необходима для движения автомобиля с требуемой скоростью и обеспечения заданных динамических качеств при высоких показателях топливной экономичности.

На рис. 116 показаны кривые мощности, развиваемой двигателем (N_e), и мощности, необходимой для движения автомобиля (N_Σ).

Наибольшая эффективная мощность, которую двигатель может развивать на всех скоростных режимах, ограничена внешней скоростной характеристикой. Эта мощность используется для движения автомобиля с определенной скоростью. Связь между частотой вращения коленчатого вала двигателя и скоростью движения автомобиля v_a (в м/с) устанавливается по уравнению

$$v_a = \frac{2\pi r_k n}{i_{кп} i_0},$$

где r_k — радиус колеса, м; n — частота вращения двигателя, об/с; $i_{кп}$ — передаточное число коробки передач; i_0 — передаточное число главной передачи.

Следовательно, для каждого передаточного числа и заданного радиуса колеса по оси абсцисс может быть нанесена шкала скорости движения автомобиля.

Мощность двигателя расходуется на преодоление трения трансмиссии $N_{тр}$, сопротивление качению автомобиля $N_{кач}$ и сопротивление воздуха N_v . Таким образом, суммарная затрата мощности на движение

$$N_\Sigma = N_{тр} + N_{кач} + N_v.$$

КПД трансмиссии, определяющий мощность механических потерь, $\eta_{тр} = 0,85 \div 0,92$ [$N_{тр} = (0,08 \div 0,15)N_{e\text{ ном}}$].

Затраты мощности на преодоление сопротивления качению автомобиля зависят от качества дороги и шин, массы автомобиля и скорости движения и определяются по экспериментальным кривым.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, зависит от внешних форм автомобиля, его лобовой площади, силы

и направления ветра относительно направления движения. Величина N_B изменяется примерно пропорционально кубу скорости движения автомобиля ($N_B \sim v_a^3$).

Мощности $N_{кач}$ и N_B заметно влияют на потребляемую мощность, изменяющуюся в зависимости от условий движения. На рис. 116 приведена кривая N_{Σ} для случая, когда автомобиль движется на прямой передаче по горизонтальному участку дороги с усовершенствованным покрытием. Эти условия соответствуют достижению максимальной скорости на горизонтальном участке пути. Мощность,

потребляемая автомобилем, равняется мощности, развиваемой двигателем по внешней характеристике в точке A при частоте вращения n_H , несколько большей частоты вращения при $N_{e\max}$.

При работе двигателя с прикрытой дроссельной заслонкой его мощность снижается во всем диапазоне изменения скоростного режима (частичная скоростная характеристика — штриховая линия) и равенство мощностей N_{Σ} и N_e наступает при меньшей скорости движения автомобиля в точке A_1 пересечения кривых N_{Σ} и N_e .

При изменении условий движения (подъем) суммарные сопротивления N_{Σ} увеличатся (кривые N'_{Σ} и N''_{Σ}). Максимальная скорость движения автомобиля будет меньше, чем в ранее рассмотренном случае, и будет характеризоваться скоростным режимом двигателя в точках B и C пересечения кривых N'_{Σ} и N''_{Σ} с

внешней характеристикой. Зона между кривыми N_e и N_{Σ} представляет собой запас мощности двигателя, которая может быть израсходована на ускорение движения автомобиля и преодоление подъемов.

При дальнейшем увеличении сопротивлений движение на данной (прямой) передаче становится невозможным, и необходимо включить в коробке передач понижающую передачу, при которой число оборотов ведущих колес, а следовательно, и скорость движения автомобиля уменьшаются.

В случае уменьшения сопротивлений (движение под уклон) мощность, необходимая для движения автомобиля с заданной скоростью, будет понижаться, поэтому дроссельную заслонку прикрывают. При движении под уклон возможно свободное качение, когда на движение автомобиля мощность не затрачивается (кривая N_{Σ} сливается с осью абсцисс).

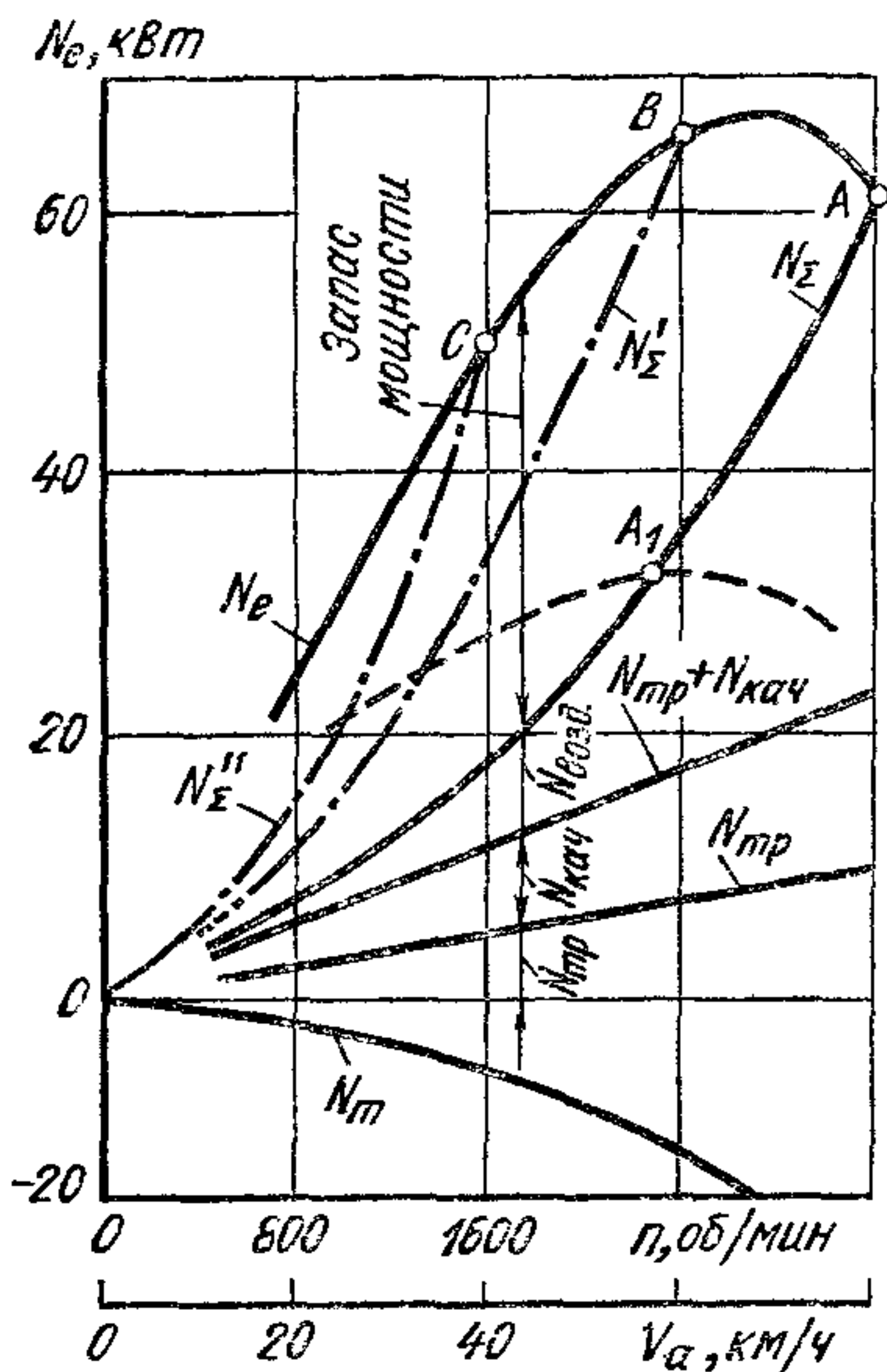


Рис. 116. Баланс мощности двигателя при движении автомобиля на прямой передаче

В условиях эксплуатации нередко используют торможение автомобиля двигателем (кривая мощности переходит в отрицательную зону), т. е. происходит принудительное вращение коленчатого вала при полностью прикрытой дроссельной заслонке (подача топлива и зажигание включены).

Кривая $N_{\text{тор}}$ определяет максимальную затрату мощности на вращение двигателя при закрытой дроссельной заслонке. Зона, находящаяся под осью абсцисс, не относится к рабочим режимам двигателя, но она характерна наличием токсических составляющих в продуктах сгорания. Опыты показали, что при работе карбюраторного двигателя на холостом ходу и принудительном холостом ходу в продуктах сгорания имеются в большом количестве C_xH_y и CO вследствие резкого ухудшения процесса сгорания.

Во всем диапазоне изменения мощности, ограниченной кривой N_e , осью абсцисс с ординатой максимальной частоты вращения, двигатель должен работать устойчиво с оптимальной экономичностью, наибольшей надежностью и с наименьшей токсичностью отработавших газов. Важно также, чтобы переход от одного режима работы двигателя на другой осуществлялся в минимально короткий срок.

Для анализа работы двигателя необходимо иметь ряд характеристик, которые определяют зависимость его основных показателей от какого-либо одного из наиболее характерных параметров.

Если нужно получить более полные данные, а также при постановке каких-либо специальных исследований разрабатывают методику, предусматривающую снятие специальных характеристик. Ниже приводятся сведения о наиболее часто используемых характеристиках для анализа работы двигателя. Основные характеристики автомобильных двигателей определяются ГОСТ 14846—69.

§ 2. Скоростные характеристики

Внешняя скоростная характеристика. *Внешней скоростной характеристикой* называют зависимость от частоты вращения n эффективной мощности N_e , эффективного крутящего момента M_e часового G_T и удельного эффективного g_e расхода топлива при полностью открытой дроссельной заслонке в двигателе с искровым зажиганием или положении рейки топливного насоса, соответствующем максимальной подаче топлива в дизеле. При снятии характеристики регистрируются и другие показатели двигателя.

На внешней скоростной характеристике (рис. 117) различаются следующие скоростные режимы:

n_{min} — при котором двигатель устойчиво работает при полном открытии дроссельной заслонки;

n_{M_e} — соответствующая максимальному крутящему моменту;

n_{g_e} — при котором удельный эффективный расход топлива наименьший;

$n_{\text{ном}}$ — соответствующий номинальной эффективной мощности;

n_e — соответствующий максимальной эффективной мощности двигателя;

n_x и n_{max} — холостой ход при работе двигателя с регулятором;

$n_{разн}$ — наибольшая частота вращения, при которой вся индикаторная мощность затрачивается на трение.

Детали двигателя не рассчитаны по условиям прочности на режим с $n_{разн}$, поэтому при «разносе» двигателя может произойти авария.

Участок AB характеристики (см. рис. 117), показанный штрихпунктирными линиями, соответствует работе двигателя на регуляторном режиме. Удельный эффективный расход топлива при работе двигателя на регуляторной ветви характеристики по мере уменьшения мощности вначале, до достижения предела эффективного обедне-

ния, понижается, а затем увеличивается в результате снижения η_m и η_2 (в двигателях с искровым зажиганием).

Наибольшая частота вращения холостого хода при работе двигателя с регулятором несколько выше номинальной, что необходимо для обеспечения устойчивой работы регулятора.

В табл. 19 приведены предельные значения частоты вращения для характерных скоростных режимов.

На рис. 118, а изображены внешняя скоростная характеристика восьмицилиндровых карбюраторных двига-

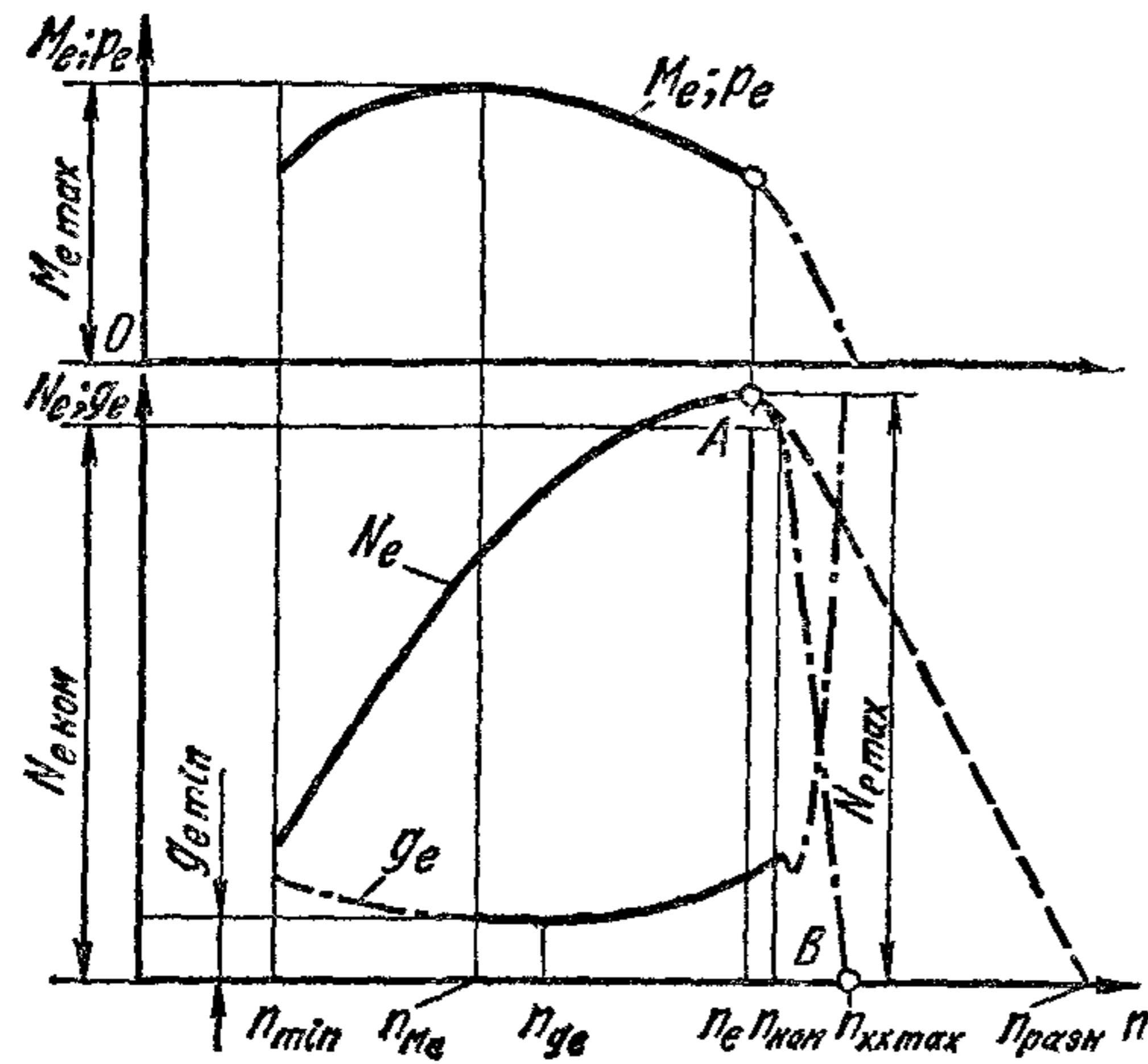


Рис. 117. Внешняя скоростная характеристика двигателя

телей ЗИЛ-130 (кривая 1) и ЗИЛ-375 (кривая 2), устанавливаемых на грузовых автомобилях. Для ограничения максимальной частоты вращения на двигателях установлен центробежный вакуумный ограничитель с приводом от распределительного вала двигателя. Действие ограничителя начинается при $n = 3200$ об/мин, когда двигатель достигает номинальной частоты вращения.

Наибольший крутящий момент достигается при $n = 1900 \div \div 2000$ об/мин, что составляет примерно $0,6 n_{ном}$. Наименьший удельный расход топлива $g_e = 316$ г/(кВт·ч).

На рис. 118, б показана внешняя скоростная характеристика двигателя автомобиля «Москвич-412». На графике приведена также кривая η_i/α , характеризующая совершенство теплоиспользования в процессе при значении α , обеспечивающем на каждом скоростном режиме получение наибольшей мощности. При установке на двигатель горизонтального двухкамерного карбюратора мощность увеличилась при $n = 5500$ об/мин на 12%, а экономичность при малой и средней частотах вращения улучшилась. Двигатель отличается

высоким значением коэффициента наполнения (см. также рис. 38). Минимальный расход топлива равен 294 г/(кВт·ч).

На рис. 119 показана внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя ЯМЗ-238 при его работе без наддува. Наименьший удельный расход топлива у этого двигателя при работе по внешней характеристике, $g_e = 228$ г/(кВт·ч). Наибольший крутящий момент достигается при $n = 1500$ об/мин ($\sim 0,7 n_{\text{ном}}$).

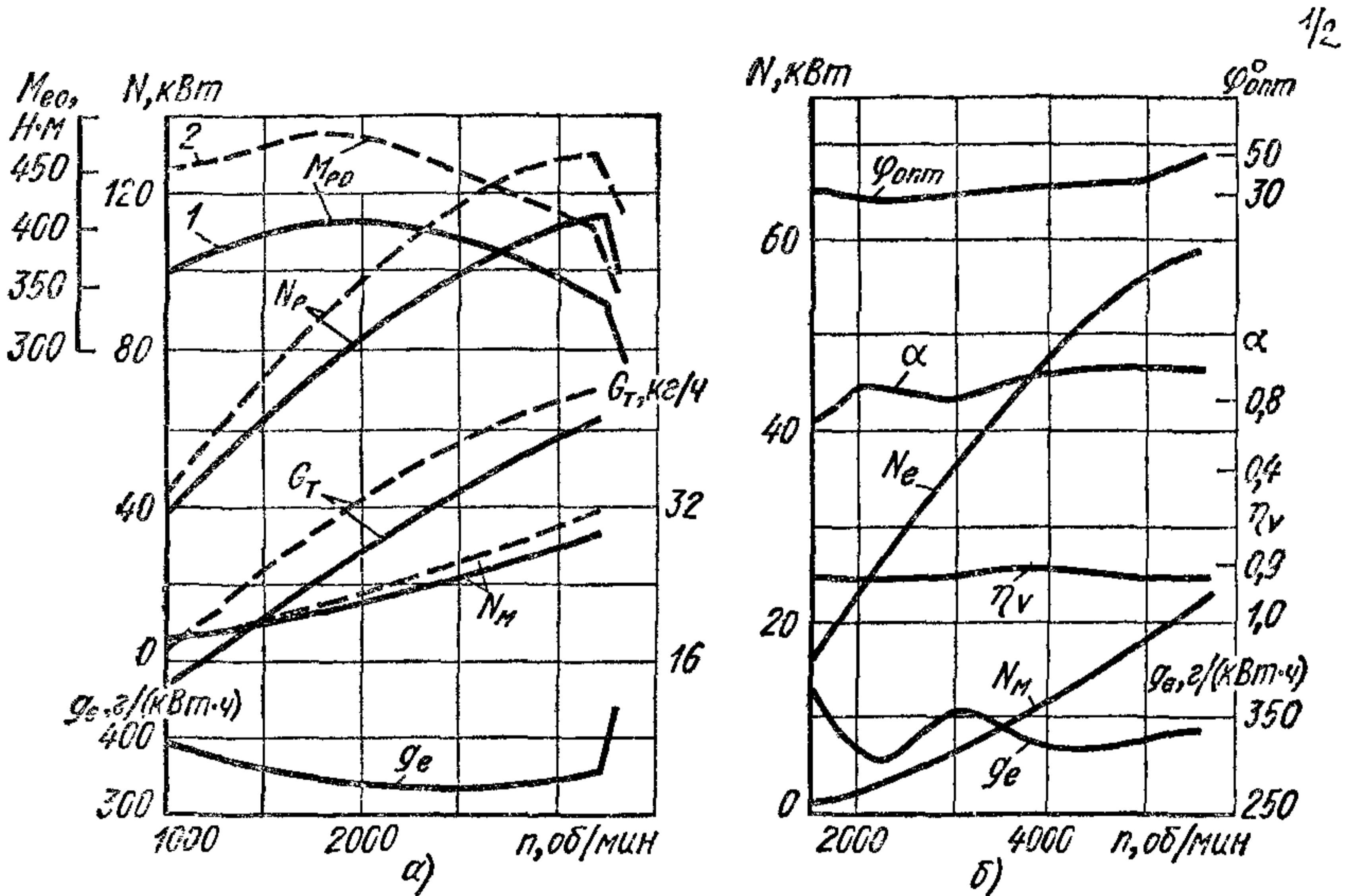


Рис. 118. Внешняя скоростная характеристика двигателей

Частичные скоростные характеристики. Зависимость показателей двигателя от частоты вращения при различных постоянных положениях дроссельной заслонки (карбюраторный двигатель) или органа управления подачи топлива (дизель) называют *частичной скоростной характеристикой*.

19. Предельные значения частоты вращения (в об/мин) для характерных скоростных режимов

Скоростной режим	Карбюраторный двигатель	Дизель	Скоростной режим	Карбюраторный двигатель	Дизель
n_{min}	300—600	350—700	n_{me}	$(0,4—0,6) n_{\text{ном}}$	$(0,5—0,7) n_{\text{ном}}$
$n_{\text{ном}}$	4000—6000*		n_{x} х тах	$(1,05—1,1) n_{\text{ном}}$	$(1,05—1,07) n_{\text{ном}}$
	3000—4200**	2000—4000	$n_{\text{разн}}$	$(1,7—2,0) n_{\text{ном}}$	$(1,4—1,6) n_{\text{ном}}$

* Легковые автомобили.
** Грузовые автомобили.

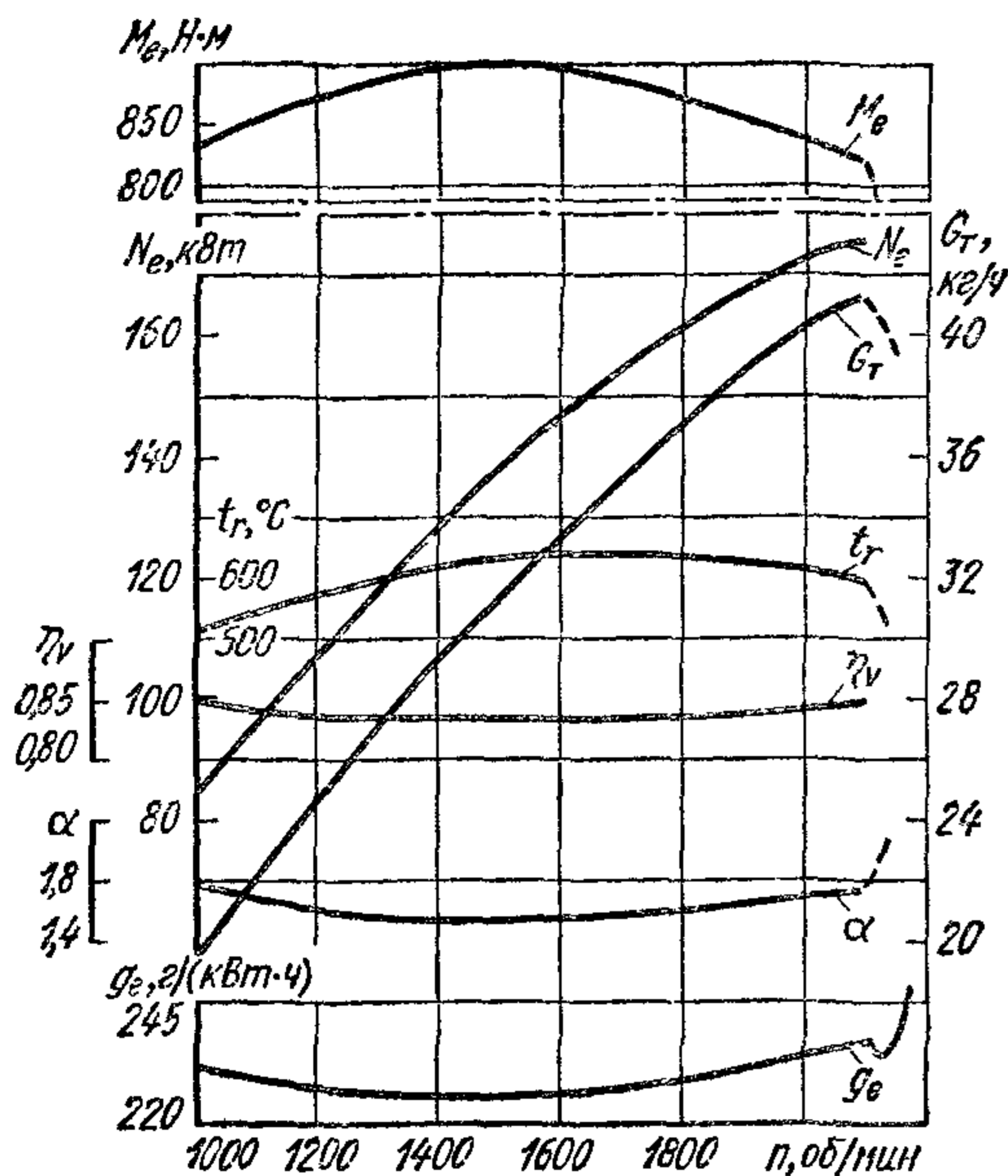


Рис. 119. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-238

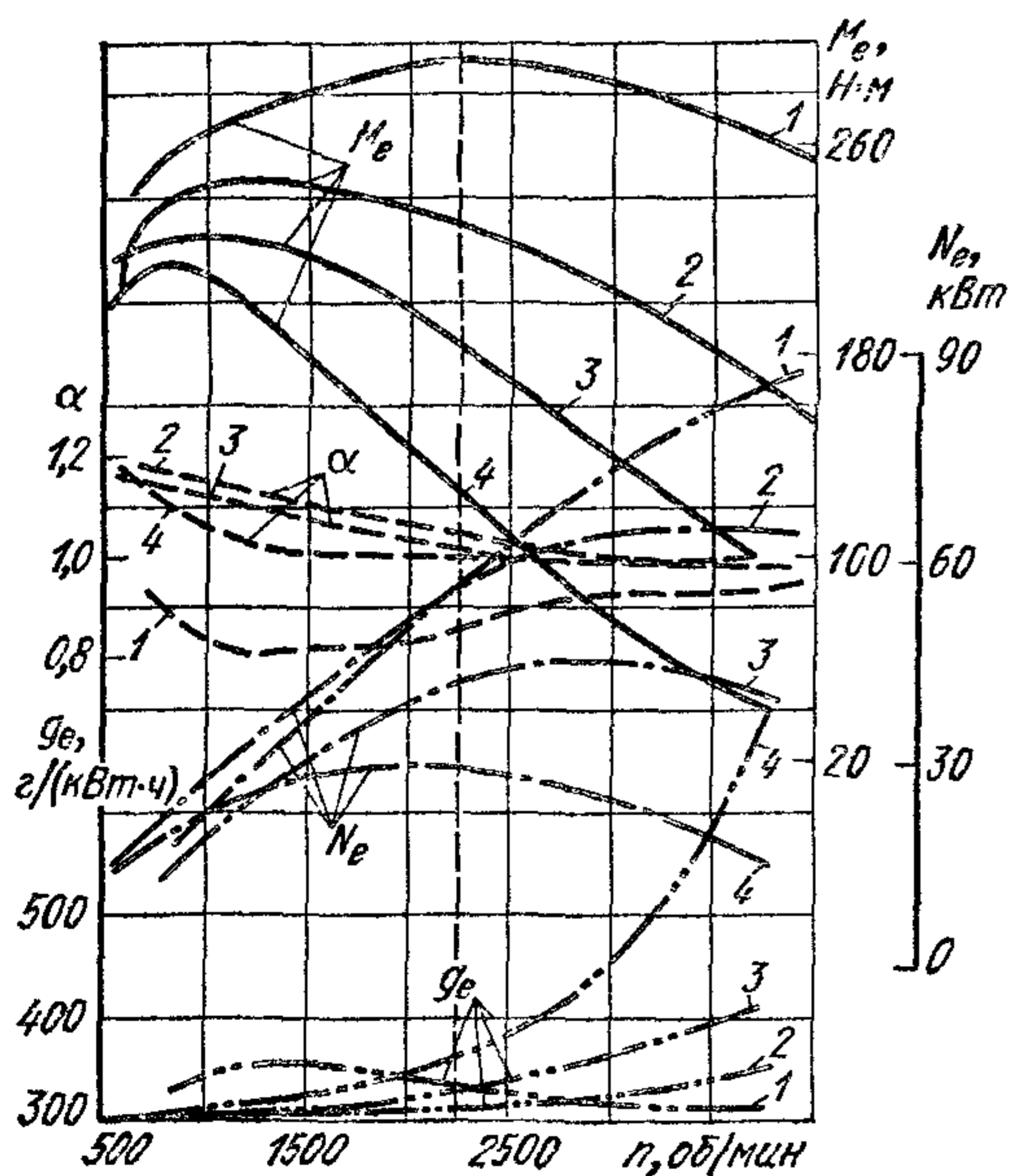


Рис. 120. Скоростные характеристики карбюраторного двигателя:

1 — внешняя; 2 — частичная на пределе эффективного обеднения; 3 и 4 — частичные при различных положениях дроссельной заслонки

По мере прикрытия дроссельной заслонки и снижения нагрузки вследствие увеличения сопротивлений в системе впуска (см. гл. IV) коэффициент наполнения η_v падает более резко при повышении частоты вращения (см. рис. 37), а максимум эффективной мощности смещается в сторону меньшей частоты вращения; соответственно снижается максимальная частота вращения холостого хода и при некоторых положениях заслонки становится ниже номинальной. Этим можно воспользоваться для предотвращения разноса в случае уменьшения нагрузки у карбюраторного двигателя. При положении дроссельной заслонки, соответствующем наибольшему значению α , удельные расходы g_e будут наименьшими; при дальнейшем прикрытии дроссельной заслонки на всех скоростных режимах они будут увеличиваться.

В дизеле при постоянном положении органа управления подачей топлива с повышением частоты вращения количество топлива, впрыскиваемого в цилиндр, растет. Коэффициент наполнения при меньших нагрузках несколько увеличивается, и на всех скоростных режимах он выше, чем при полной нагрузке. В результате не наблюдается смещение максимума мощности в сторону меньшей частоты вращения. Наибольшая частота вращения холостого хода в связи с этим при

всех нагрузках находится за пределами номинальной. Такой характер изменения скоростных частичных характеристик приводит к необходимости обязательного ограничения регулятором максимальной частоты вращения холостого хода до n_{\max} .

На рис. 120 в качестве примера показаны внешняя и частичные характеристики карбюраторного двигателя ГАЗ-53. Каждая частичная характеристика построена при постоянном положении дроссельной заслонки. При малой частоте вращения ($n < 1000$ об/мин) удельные расходы топлива для каждого положения дроссельной заслонки мало отличаются. Двигатель работает при некотором обеднении смеси. Наименьший удельный расход топлива достигается при $N_e = 0,75 N_{e\text{ном}}$, когда регулировка карбюратора соответствует пределу эффективного обеднения.

По мере повышения частоты вращения и прикрытия дроссельной заслонки эффективный удельный расход топлива растет в результате уменьшения механического КПД. Максимум мощности N_e и крутящего момента M_e по мере увеличения открытия дроссельной заслонки достигается при различных значениях частоты вращения.

§ 3. Нагрузочная характеристика

Нагрузочной характеристикой называют зависимость основных показателей двигателя от нагрузки при постоянной частоте вращения. При испытании двигателя на тормозном стенде нагрузку изменяют с помощью специального нагрузочного устройства; постоянство скоростного режима в карбюраторном двигателе осуществляется перемещением дроссельной заслонки, а в дизеле — перемещением органа, управляющего подачей топлива.

Нагрузочная характеристика характеризуется тремя параметрами, которые наиболее полно определяют режимы работы: часовой и удельный расходы топлива при полной нагрузке, нагрузку при минимальном эффективном удельном расходе

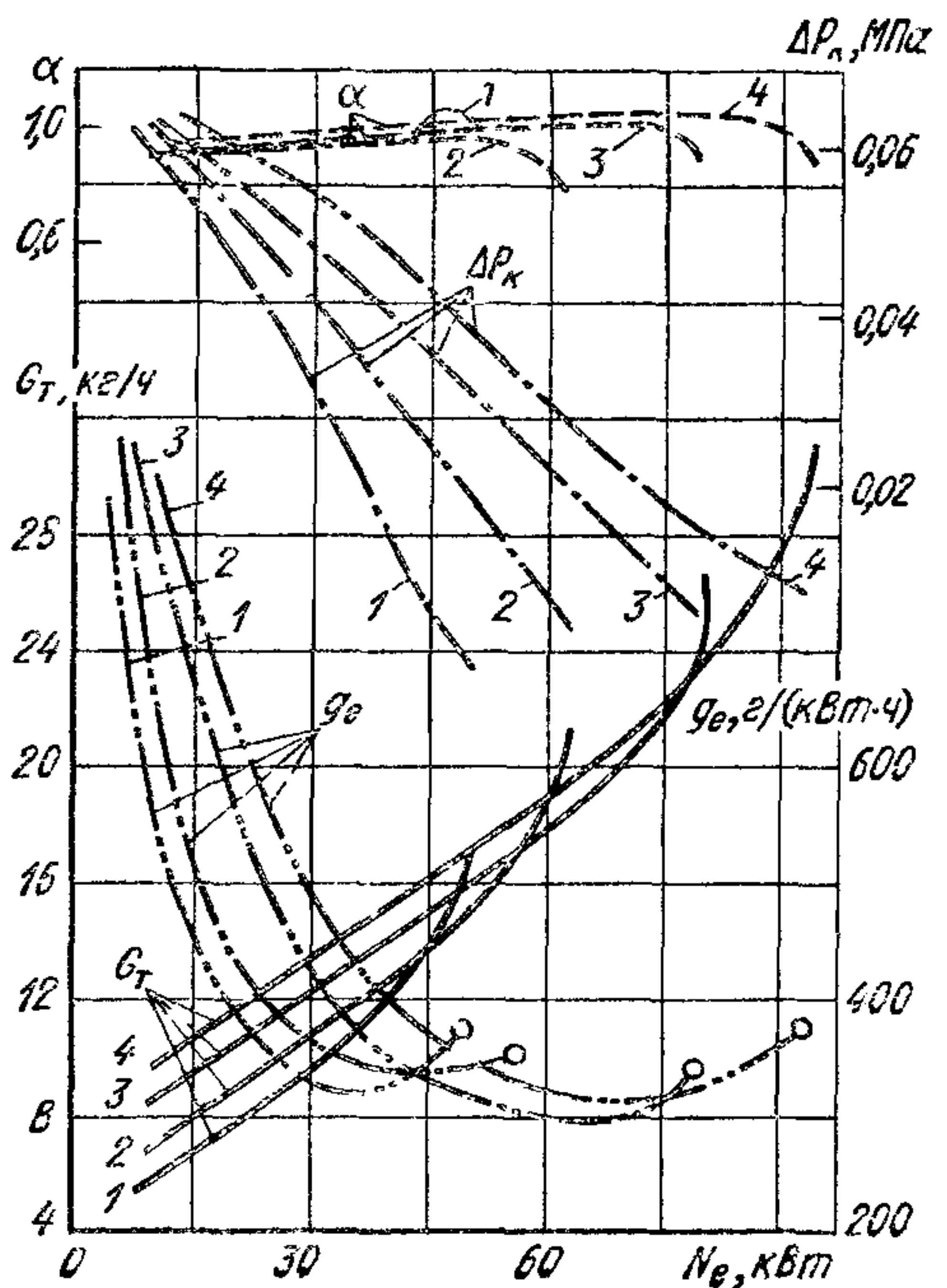


Рис 121 Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя ЗИЛ-130:

1 — $n = 1200$ об/мин, 2 — $n = 1600$ об/мин; 3 — $n = 2000$ об/мин; 4 — $n = 2400$ об/мин, Δp_k — разрежение во впускном трубопроводе

топлива $g_{e\min}$ и часовой расход топлива при работе двигателя на холостом ходу (см. гл. IX).

Нагрузочные характеристики при $n = \text{const}$ могут быть построены по внешней и частичным скоростным характеристикам. Для этого берут величины, соответствующие одной частоте вращения и расположенные на одной вертикали графика скоростной характеристики (см. например, пунктирную ординату на рис. 120).

На рис. 121 приведены нагрузочные характеристики карбюраторного восьмицилиндрового двигателя ЗИЛ-130, снятые при различной частоте вращения коленчатого вала и стандартной регулировке карбюратора. Точки каждой характеристики, отмеченные кружками, отвечают условиям работы двигателя по внешней скоростной характеристике. Наилучшая экономичность на каждом скоростном режиме достигается при максимальных значениях α , соответствующих пределу эффективного обеднения смеси.

На рис. 113 и 114 показаны нагрузочные характеристики некоторых других двигателей.

§ 4. Регуляторная характеристика

Для анализа работы двигателя, устанавливаемого на тракторе, ГОСТом предусмотрено построение по данным испытаний регуляторной характеристики.

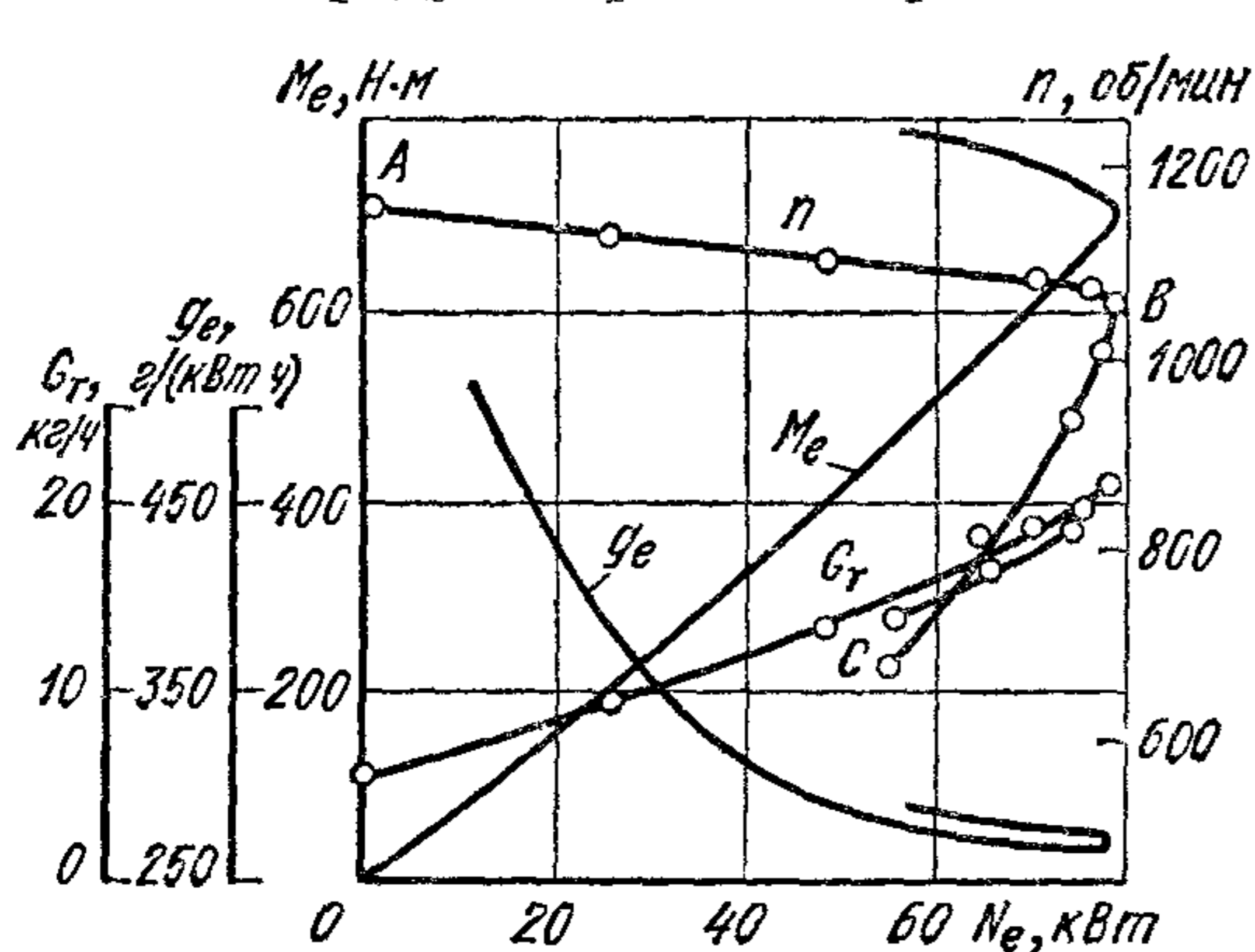


Рис. 122. Регуляторная характеристика тракторного дизеля

На рис. 122 показана в качестве примера регуляторная характеристика тракторного дизеля.

На регуляторной характеристике параметры двигателя построены в зависимости от развиваемой им мощности. Кривая AB характеризует работу двигателя на регуляторной ветви, когда регулятор при снижении нагрузки уменьшает количество подаваемого топлива в дизеле или прикрывает дроссельную заслонку в двигателе с искровым зажиганием. Ветвь BC характеризует работу двигателя по внешней скоростной характеристике.

сельную заслонку в двигателе с искровым зажиганием. Ветвь BC характеризует работу двигателя по внешней скоростной характеристике.

§ 5. Многопараметровая характеристика

Многопараметровая (комбинированная) характеристика представляет собой кривые постоянных значений какого-либо одного параметра в зависимости от двух других, отложенных по осям координат.

На рис. 123 показана многопараметровая характеристика дизеля ЯМЗ-238Н при его работе с газотурбинным наддувом. Анализ ха-

рактические характеристики позволяет определить, в каком диапазоне изменения частоты вращения, среднего эффективного давления и мощности можно эксплуатировать исследуемый дизель при мало изменяющемся значении удельного расхода топлива. Кривые постоянных значений эффективной мощности в зависимости от n и p_e показаны на графике штриховыми линиями.

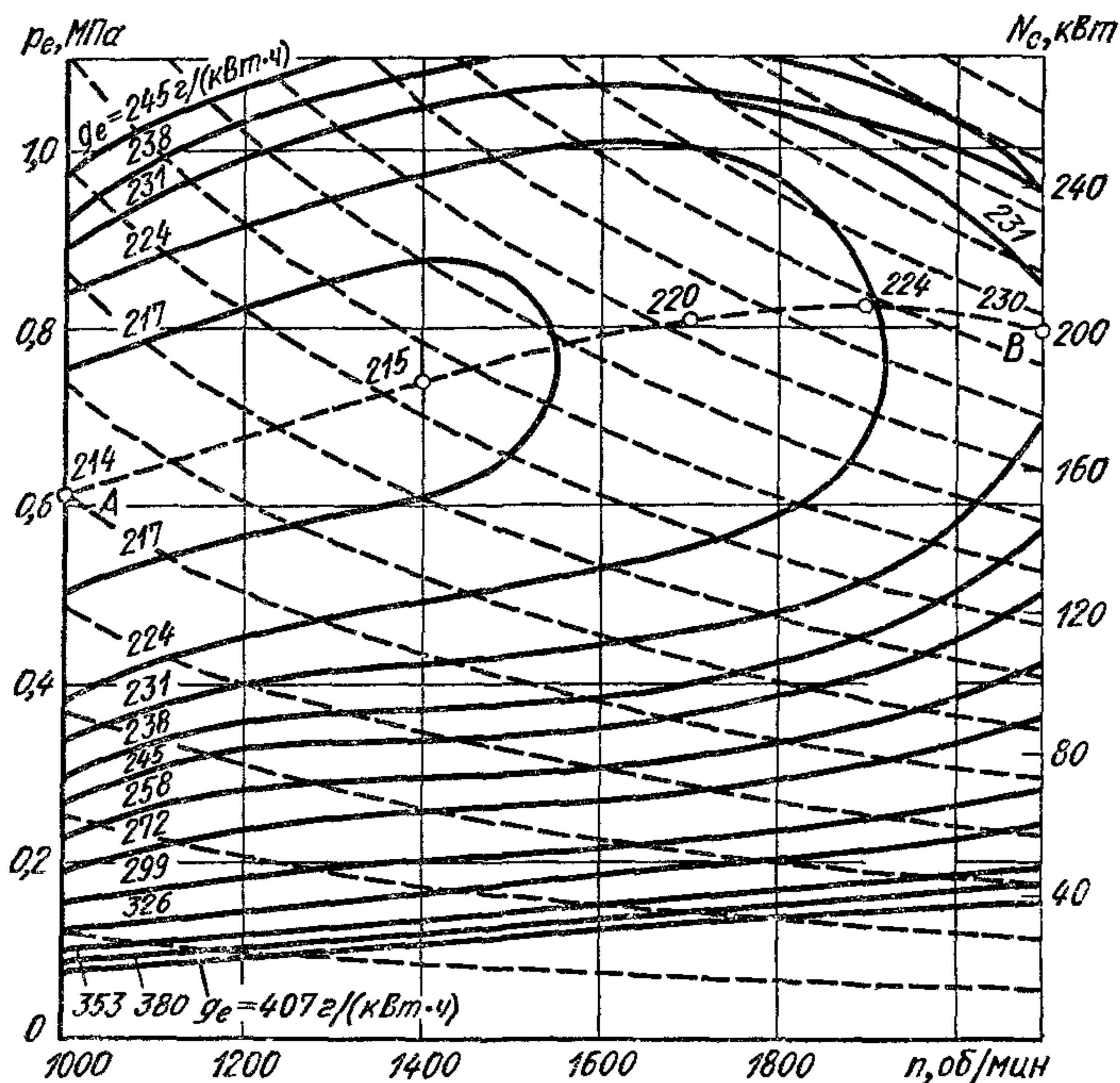


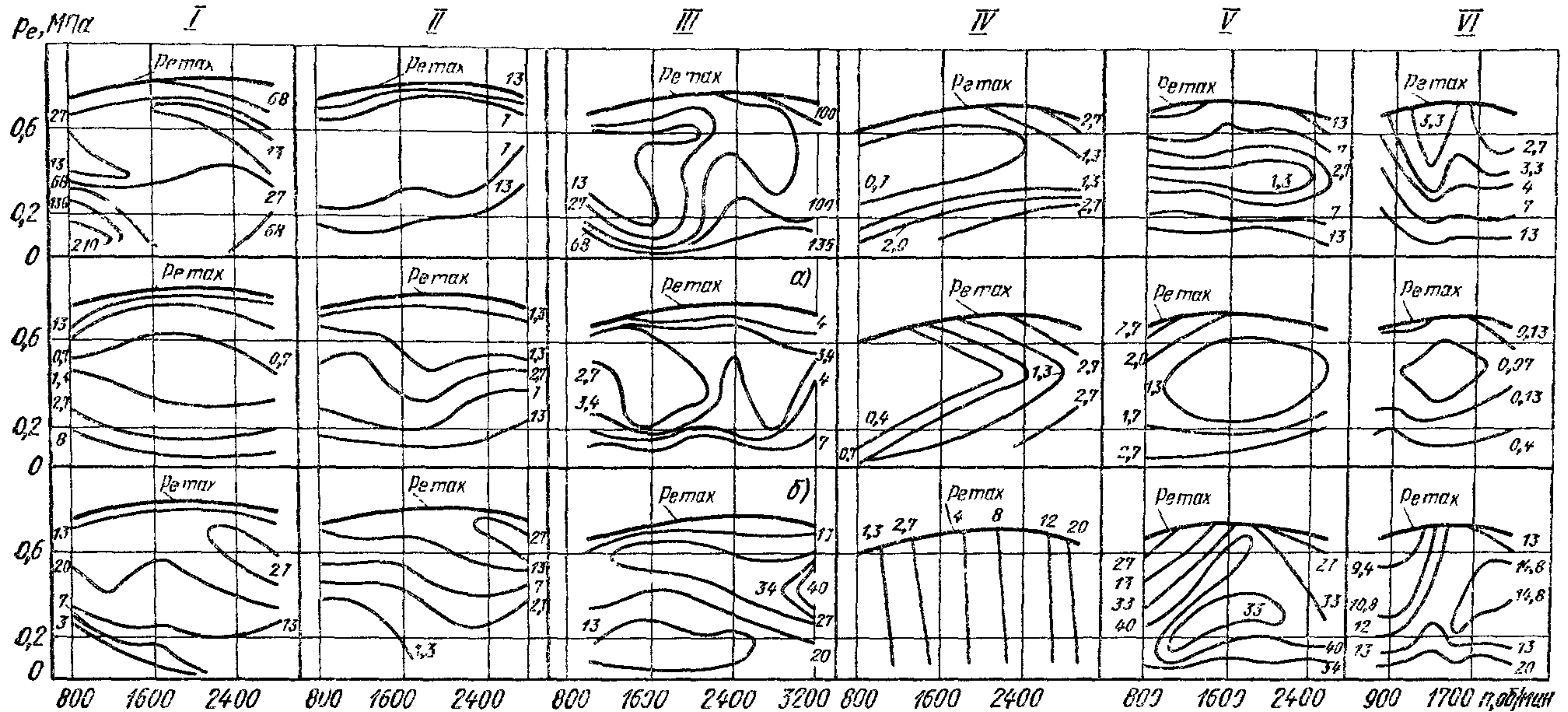
Рис. 123. Многопараметровая характеристика дизеля ЯМЗ-238Н

Кривая удельных расходов в зависимости от частоты вращения является пологой при всех значениях среднего эффективного давления (см. рис. 123). Такая зависимость характерна для автомобильных дизелей.

Кривая АВ (рис. 123), представляющая собой $p_e = f(n)$ показывает, при каких значениях p_e на каждом скоростном режиме достигаются наименьшие расходы топлива.

§ 6. Токсические характеристики

При испытании двигателей на содержание в отработавших газах токсических компонентов в первую очередь определяют количество CO , C_xH_y и NO_x . В дизелях, кроме этих параметров, проводят также анализ газов на наличие сажи (дымность). Наиболее полное представление о содержании отдельных токсических компонентов можно получить при анализе многопараметровых характеристик, где построены зависимости постоянных значений одного из указанных



в)

Рис. 124. Универсальные характеристики по удельному содержанию токсических компонентов (в г/кВт·ч) в отработавших газах бензиновых двигателей и дизелей:

а — CO , б — C_xH_y ; в — NO_x ; I — $iV_h = 6$ л, карбюраторный двигатель II — то же для двигателя с форкамерно-факельным зажиганием, III — $iV_h = 4,25$ л, карбюраторный двигатель, IV — $iV_h = 11,55$ л, дизель; V — $iV_h = 13,1$ л, дизель, VI — $iV_h = 11,15$ л, дизель

компонентов от нагрузки и частоты вращения. В качестве примера на рис. 124 приведены такие графики для шести исследованных двигателей на автополигоне НАМИ при их испытаниях на моторных стендах.

Для получения указанных характеристик необходимо проведение большого объема исследований с соответствующим отбором и анализом газовых проб. Испытания ведутся или на стенде с беговыми барабанами, где имитируются условия работы двигателя в эксплуатации*, или на обычных моторных стендах.

Анализ характеристик (рис. 124) показал, что удельное содержание CO в отработавших газах дизелей по сравнению с карбюраторными двигателями в 10 раз меньше, а C_xH_y — в 4 раза. Окислов азота в продуктах сгорания дизелей содержится несколько меньше, чем у бензиновых двигателей. При применении форкамерно-факельного зажигания CO содержится в таких же пределах, как и в дизеле. Количество NO_x и C_xH_y у двигателей с форкамерно-факельным зажиганием такое же, как и у обычных карбюраторных двигателей.

Аналогичные характеристики можно получить при анализе зависимости от режимов двигателя концентрации токсичных составляющих в газах, выбрасываемых в атмосферу из картера двигателя. На рис. 125 приведены универсальные характеристики, полученные при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами.

Результаты проведенных исследований не позволяют при их анализе установить закономерную связь между режимами работы двигателя и содержанием токсических компонентов. Обнаруживается лишь некоторая

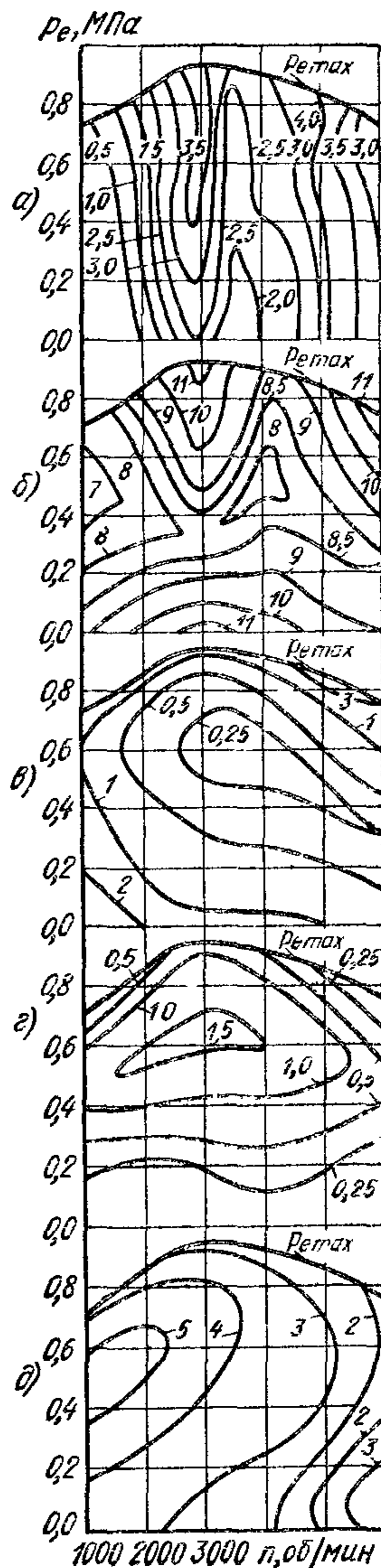


Рис. 125. Зависимость количества картерных газов и концентрации токсических компонентов в них от режимов работы карбюраторного двигателя, установленного на легковом автомобиле:

а — количество картерных газов (в $m^3/ч$); б — концентрация C_xH_y (в $mg/л$); в — концентрация CO (в % по объему), г — концентрация NO_x (в $mg/л$); д — концентрация CO_2 (в % по объему)

* Существуют специально разработанные нормы для проведения таких испытаний. В частности, имеются «Европейские нормы», рекомендуемые правилами ЕЭК ООН № 15 для испытания автомобилей с бензиновыми двигателями.

зависимость между количеством газов, проникающих в картер, и содержанием углеводородов в картерных газах.

Для предотвращения выбросов картерных газов в атмосферу применяют различные замкнутые системы вентиляции, при которых картерные газы поступают во впускную систему двигателя. Наилучшие результаты достигнуты при использовании комбинированной системы, когда картерные газы поступают во впускную систему одновременно в местах до и после карбюратора. При этом ликвидируется выброс углеводородов с картерными газами при незначительном изменении содержания CO и NO_x в продуктах сгорания.

В том случае, когда нет необходимости в получении сведений, характеризующих токсичность двигателей на всех режимах их работы, или ведутся исследования, при которых требуется получить данные о токсических компонентах только для газового анализа исследуемых режимов, по результатам исследований строят характеристики, определяющие изменение токсичности только в зависимости от этих режимов (например, нагрузочные, внешние, холостого хода и различные регулировочные).

§ 7. Специальные характеристики

Характеристика холостого хода. Характеристика холостого хода определяет зависимость часового расхода топлива и других показателей двигателя от частоты вращения при его работе без нагрузки. В карбюраторном двигателе начальную точку этой характеристики снимают при прикрытой до упора дроссельной заслонке, а дизеле — при положении рейки, соответствующем цикловой подаче при работе с регулятором, обеспечивающим наименьшую устойчивую частоту вращения на холостом ходе (см. гл. XIV).

Удовлетворительной следует считать характеристику холостого хода, при которой часовой расход топлива увеличивается с ростом частоты вращения. При такой характеристике возможен сравнительно быстрый переход на нагрузочный режим.

Характеристику холостого хода снимают, отсоединив двигатель от тормоза, так как при его вращении двигателем даже без нагрузки затрачивается энергия на преодоление внутреннего сопротивления тормоза. Все необходимые измерения начинают с минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала, которую затем постепенно увеличивают в двигателях с искровым зажиганием путем открытия дроссельной заслонки, а в дизелях — смещением рычага управления регулятором.

Характеристика холостого хода зависит от теплового режима двигателя. При снятии характеристики холостого хода двигатель надо предварительно прогреть.

При работе двигателя на холостом ходу и на принудительном холостом ходу для установления пригодности двигателя к эксплуатации необходимо также иметь сведения о содержании токсических составляющих в отработавших газах.

Детонационная характеристика. Анализ влияния режимов работы двигателя с искровым зажиганием на его склонность к детонации показывает, что в основном наименьшее октановое число топлива, при котором отсутствует детонация, следует выбирать по внешней скоростной характеристике двигателя.

Для определения возможности эксплуатации двигателя на топливе с меньшим октановым числом дополнительно снимают характеристики, оценивающие влияние частоты вращения и угла опережения зажигания на детонацию. Эти характеристики позволяют оценить потери мощности и ухудшение экономичности при работе двигателя на топливе с меньшим октановым числом. На рис. 126, а показана зависимость φ_3 при сгорании топлива без детонации от

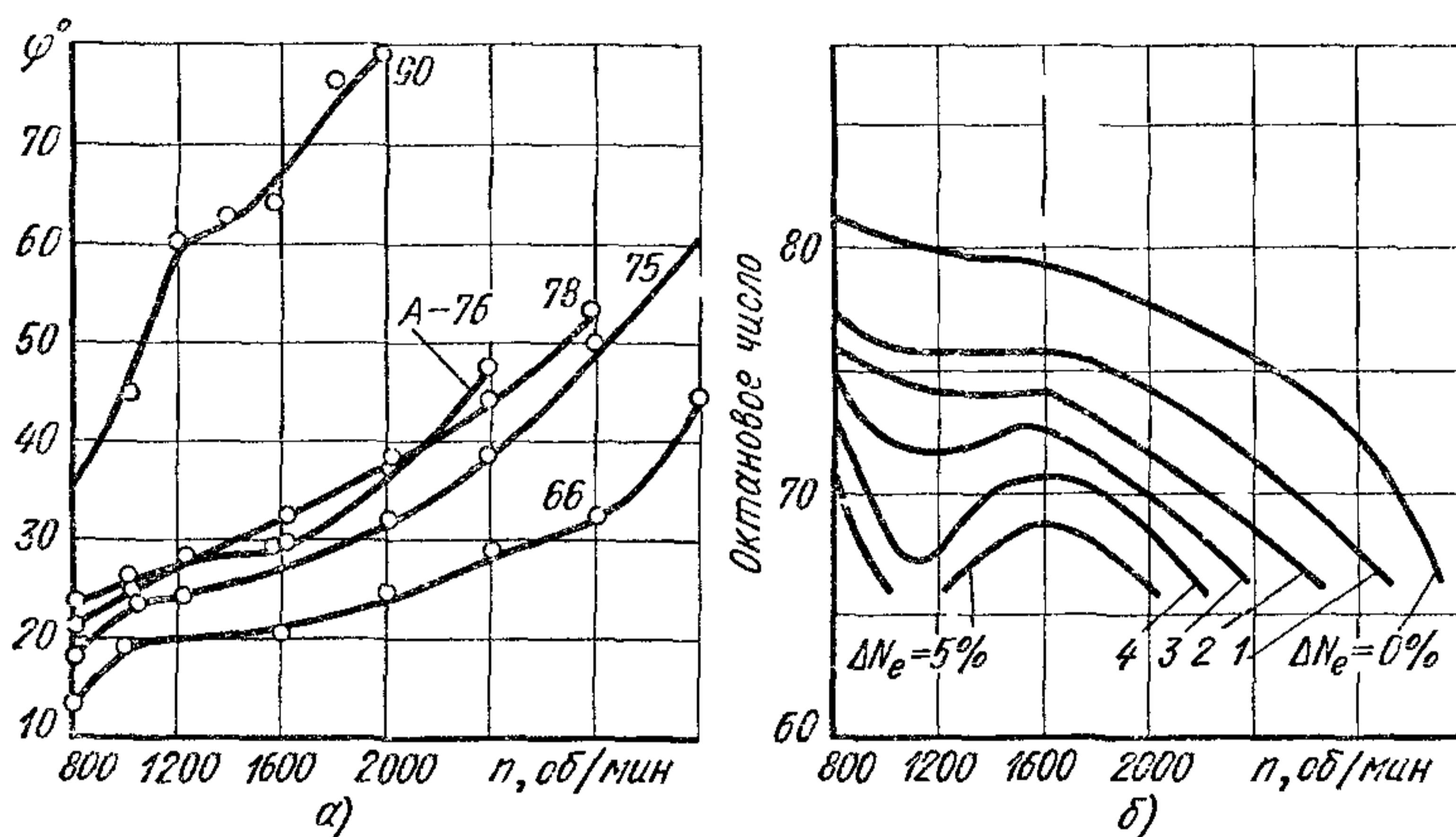


Рис. 126. Детонационные характеристики при полной нагрузке

частоты n при использовании топлива с различными октановыми числами. На рис. 126, б показана зависимость октановых чисел от частоты n при условии получения различной степени уменьшения мощности двигателя. По мере увеличения n требования к октановым числам топлива снижаются.

Регулировочные характеристики. Для определения условий, при которых получаются оптимальные показатели двигателя, снимают регулировочные характеристики по углу опережения зажигания и составу смеси в карбюраторном двигателе и по углу опережения начала впрыска топлива в дизеле (см. гл. IX и XIII).

§ 8. Шум двигателя

Увеличение в общем количестве транспортных средств автомобилей и автобусов, особенно в городах, привело к росту шума. В зонах, где наблюдается их интенсивное движение, главным источником шума являются двигатели внутреннего сгорания. В Советском Союзе и во всех других промышленно развитых странах приняты нормы, ограничивающие шум при работе транспортных средств.

Соблюдение этих норм возможно при проведении специальных мероприятий, направленных на снижение акустических излучений источниками шума. Основными оценочными показателями шумности приняты общий уровень звука β (в дБ «А») и спектр (частотный состав) акустического излучения. Уровни звука современных автомобильных двигателей при работе их на номинальном режиме достигают $98 \div 118$ дБ. Они зависят от типа двигателей (карбюраторный или дизель), степени форсирования, а также от особенностей конструкции и технологии их производства.

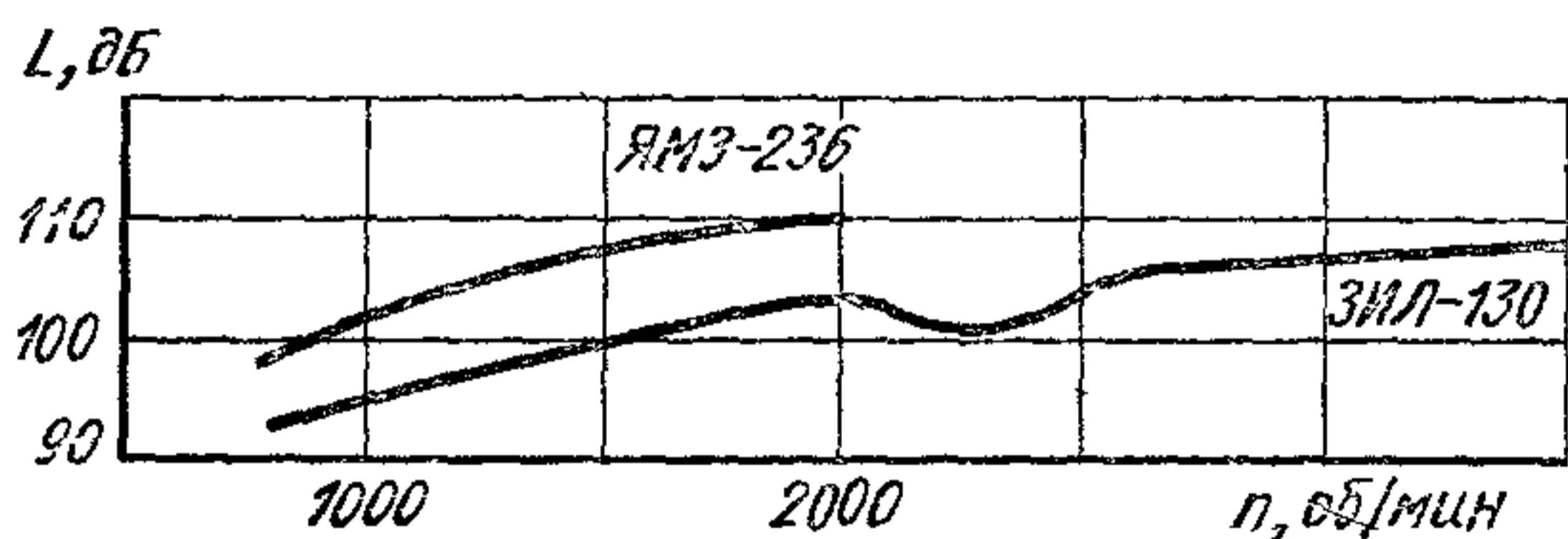


Рис. 127. Характеристики уровня звука L двигателей ЯМЗ-236 и ЗИЛ-130 в зависимости от частоты вращения n при их работе по внешней скоростной характеристике

На рис. 127 приведены уровни звука двигателей ЯМЗ-236 и ЗИЛ-130 в зависимости от частоты вращения при их работе по внешней скоростной характеристике. На рис. 128 даны спектры акустического излучения на одном из режимов работы каждого из этих двигателей. Из рис. 128 видно, что при сопоставимой мощности уровни звука у дизеля выше, чем у карбюраторного двигателя. Это объясняется главным образом тем, что в дизеле процесс сгорания происходит при более высоких давлениях и большей скорости нарастания давления в фазе быстрого сгорания.

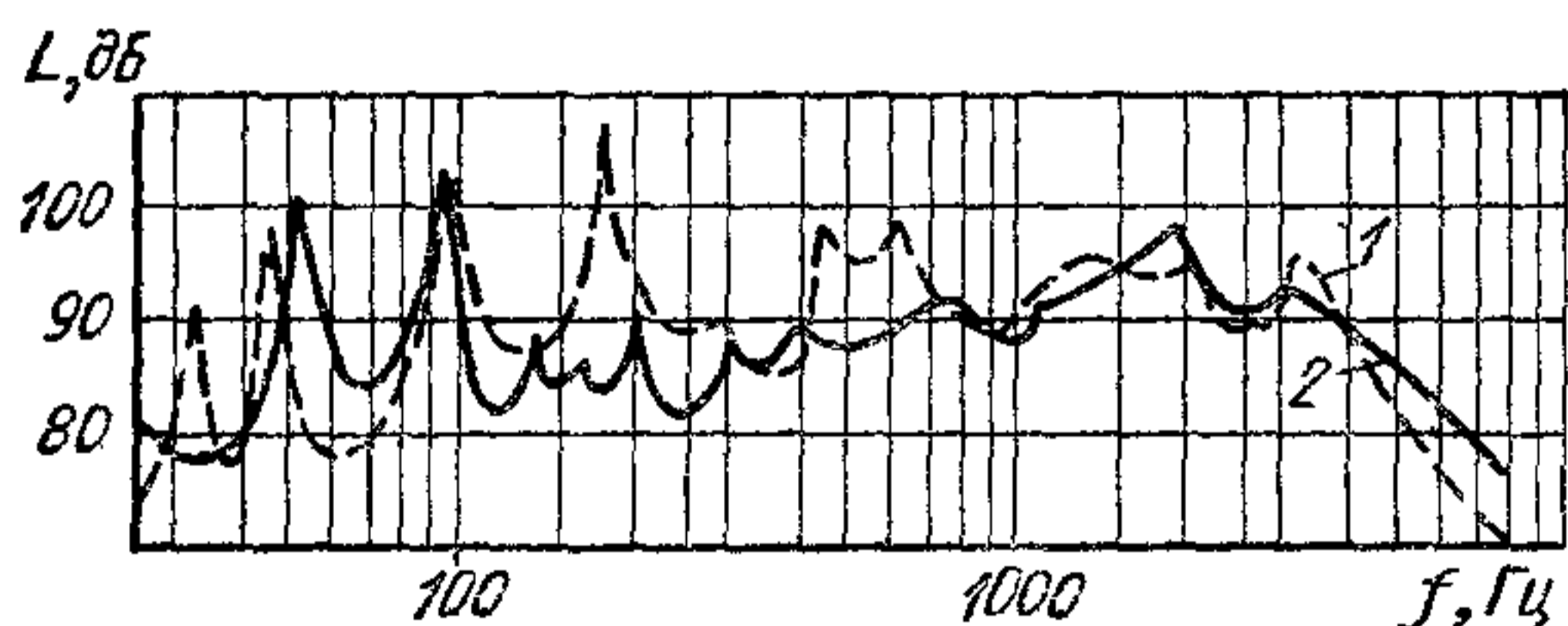


Рис. 128. Спектры акустического излучения двигателей:
1 — ЯМЗ-236, 2 — ЗИЛ-130

Автомобильный двигатель является сложным источником акустического излучения, мощность которого определяется потоками звуковой энергии от нескольких различных источников. По укрупненной классификации источники шума, производимого двигателем внутреннего сгорания, складываются из:

- 1) акустического излучения аэродинамического происхождения;
- 2) шума, вызываемого механическими колебаниями наружных поверхностей двигателя;
- 3) звуковой энергии, отдаваемой в окружающее пространство двигателем при его колебаниях на элементах упругой подвески.

Шумы аэродинамического происхождения возникают вследствие возмущения газовой среды при процессах газообмена (впуск и выпуск), а также при охлаждении двигателя вентиляторами. Причиной механического шума, вызываемого колебаниями наружных поверх-

ностей двигателя, являются: 1) удары в подвижных сочленениях кривошипно-шатунного механизма, в системе газораспределения и в элементах топливоподающей аппаратуры; 2) резкое возрастание сил от действия газов на основные детали двигателя, возникающие при процессе сгорания.

При анализе составляющих акустического излучения двигателя рассматривают отдельно шум от систем газообмена (впуска и выпуска); системы охлаждения (в основном для двигателей с воздушным охлаждением); механического происхождения; от процесса сгорания.

Значимость каждого источника в общей картине звукового излучения для двигателей различных типов и конструкций неодинакова.

В настоящее время разработано большое количество высокоэффективных глушителей шума впуска и выпуска, при использовании которых снижаются уровни аэродинамических шумов до величин, меньших, чем уровни от колебаний наружных поверхностей. Например, применение глушителей выпуска позволило снизить шум от выпускной системы в двигателе ЯМЗ-236 со 110 до 94 дБ, а в двигателе ЗИЛ-130 — со 104 до 92 дБ. Во впускных системах достаточно эффективным шумозаглушающим элементом является воздухоочиститель. В двигателях ЯМЗ-236 и ЗИЛ-130 воздухоочиститель снижает шум от процесса наполнения соответственно со 122 до 108 дБ (ЯМЗ-236) и со 116 до 102 дБ (ЗИЛ-130). Следовательно, при заглушенных системах газообмена их доля в общей акустической мощности, излучаемой двигателем, незначительна.

Глушители выпускных систем и воздухоочистители наиболее эффективно подавляют вызывающие большее излучение высокочастотные (свыше 600 Гц) составляющие акустического излучения. Улучшение заглушающих свойств на низких частотах достигается увеличением объема и габаритной длины тракта газообмена. Это не всегда возможно в условиях размещения впускной и выпускной систем на автомобиле. Большие уровни аэродинамических шумов характерны для быстроходных карбюраторных двигателей.

Уровень шума дизеля определяется характерным протеканием процесса сгорания и колебательными свойствами элементов его конструкции. Интенсивность его звукового излучения в значительной мере зависит от принятых способов смесеобразования и сгорания. Наименьшим излучением обладают дизели с пленочным (М-процесс) и послойным смесеобразованием, а также дизели с разделенными камерами сгорания. За последнее время наметилась тенденция уменьшения шума при работе дизеля применением соответствующей конструкции корпусных деталей.

Шум от процесса сгорания проявляется в наиболее акустически и физиологически неблагоприятной высокочастотной (свыше 1000 Гц) области частотного спектра, поэтому снижение шума от указанного источника существенно влияет на уровень шума. Для карбюраторных двигателей процесс сгорания как возбудитель высокочастотного шума от колебаний наружных поверхностей имеет второстепенное

значение. Здесь большее значение имеют шумы механического происхождения. Рациональная конструкция корпусных деталей позволяет одновременно уменьшить эти шумы.

Соотношение между шумом от процесса сгорания и акустическим излучением механического происхождения неодинаково для различных двигателей. Превалирующая роль высокочастотного шума от

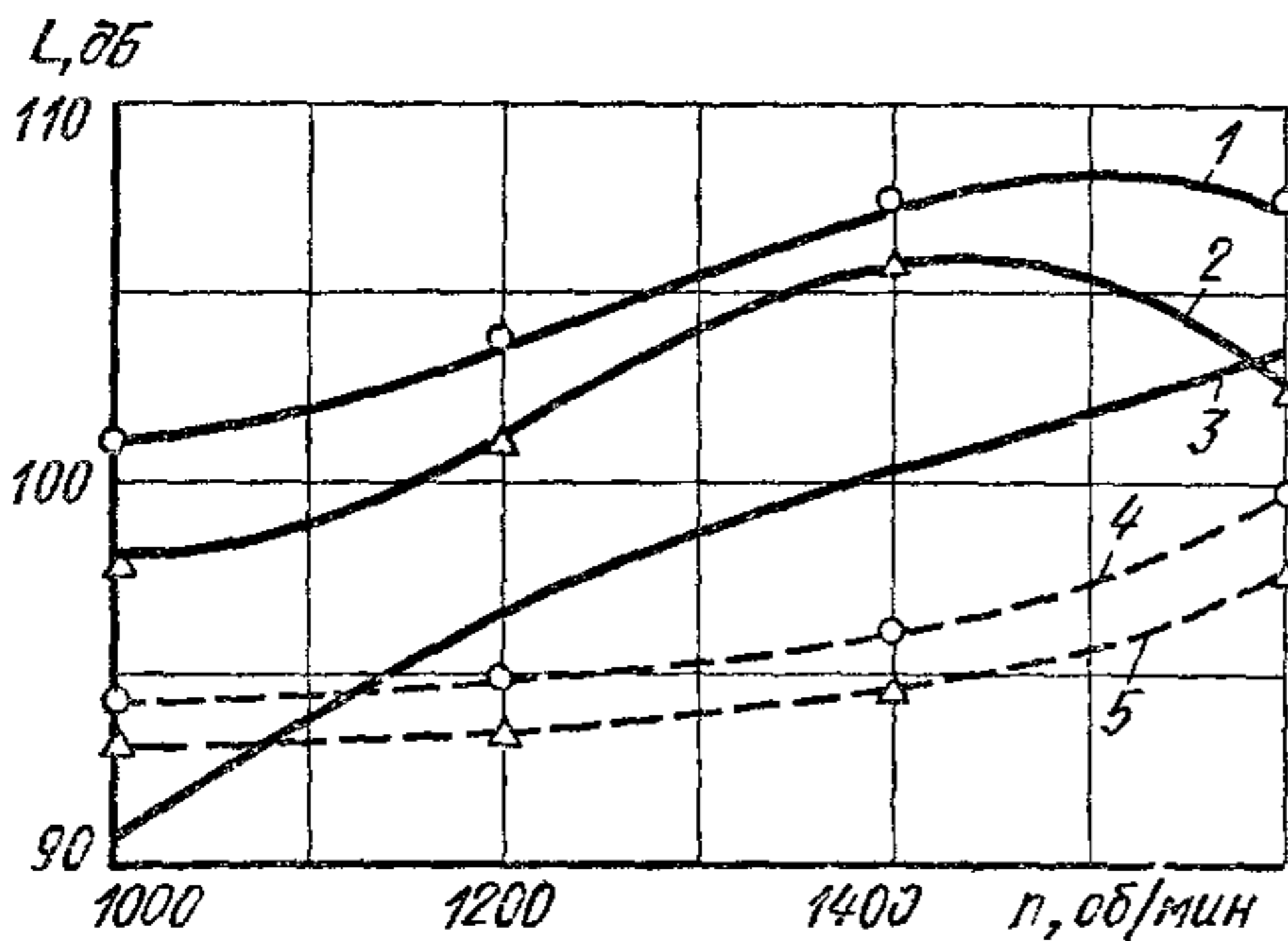


Рис. 129. Уровни шума отдельных источников в зависимости от частоты вращения n при работе двигателя по внешней скоростной характеристике:

1 — общий уровень шума двигателя; 2 — уровень шума от рабочего процесса, 3 — механический шум; 4 — шум впуска; 5 — шум вентилятора

процесса сгорания характерна для малооборотных двигателей. С повышением частоты вращения наблюдается тенденция к относительному уменьшению доли шума от процесса сгорания в общем уровне шума двигателя. Это, однако, не означает, что с увеличением быстроходности двигателя уменьшается шум, вызываемый процессом сгорания; по абсолютной величине шум от процесса сгорания также растет. Но механические шумы растут интенсивнее, что и является причиной относительного уменьшения шума от процесса сгорания. На рис. 129

приведены уровни шума отдельных источников в зависимости от частоты вращения коленчатого вала тракторного дизеля Д-37М при работе его по внешней характеристике.

Шум, вызываемый колебанием двигателя на подвеске, проявляется на низких (до 600 Гц) частотах, и его интенсивность не является определяющей для современных двигателей. При форсировании двигателей по частоте вращения интенсивность излучения от этого источника значительно растет. Для уменьшения влияния форсирования двигателя на его шум необходимо проведение мероприятий по улучшению уравновешенности двигателя. Возможность влияния на интенсивность этого источника шума путем изменения параметров упругой подвески ограничена, так как для снижения интенсивности шума требуется применять в подвеске упругие элементы повышенной жесткости. При этом шум от всего транспортного средства может не снизиться, а даже увеличиться вследствие большей передачи вибраций от двигателя автомобилю в целом.

В настоящее время для уменьшения шума транспортных двигателей в основном стремятся снизить акустическое излучение в источнике его возникновения. Для этого наряду с совершенствованием процесса сгорания осуществляют рациональное конструирование узлов и систем двигателя таким образом, чтобы не ухудшались технико-экономические показатели. Пассивные методы борьбы с шумом, заключающиеся в капотировании или экранировании силового агре-

гата, а также в покрытии его поверхности вибропоглощающими материалами, применяемыми для шумозаглушения стационарных двигателей, в автомобильной промышленности пока не используют, так как при этом усложняются условия эксплуатации.

§ 9. Устойчивость режима работы и запас крутящего момента двигателя

Крутящий момент, развиваемый двигателем при установившемся режиме, равен суммарному моменту сопротивлений движению автомобиля. В условиях эксплуатации момент сопротивления зависит от ряда факторов (профиля дороги и ее состояния, изменения сопротивления воздуха и т. п.) и может меняться в широких пределах. Для сохранения устойчивого режима движения важно, чтобы при изменении сопротивления движению равенство между моментом двигателя и моментом сопротивления восстанавливалось при возможно малом изменении скоростного режима двигателя.

На рис. 130 приведены кривые I—III эффективных крутящих моментов трех двигателей, соответствующие внешним скоростным характеристикам. На номинальном режиме все двигатели имеют одинаковый крутящий момент.

Момент сопротивления M_{Σ} , все двигатели могут преодолеть при номинальной частоте вращения $n_{ном}$ коленчатого вала. Если по условиям движения момент сопротивления увеличивается так, что он будет соответствовать кривой M_{Σ_2} , то равновесный режим для двигателей, изменение моментов которых в зависимости от частоты вращения характеризуется кривыми I и II, наступит при частоте вращения n_1 и n_3 (снижение частоты вращения на Δn_1 и Δn_3), а третий двигатель без переключения передачи не сможет преодолеть этот момент.

Если сопротивление движению будет изменяться в соответствии с кривой M_{Σ_3} , то для первого двигателя равновесный режим наступит при n_2 (снижение на Δn_2), а второй двигатель без переключения передачи не сможет преодолеть этот момент.

Из рис. 130 видно, что если кривая крутящего момента имеет более крутой подъем, то при большем изменении сопротивления движению автомобиля частота вращения меняется, но двигатель

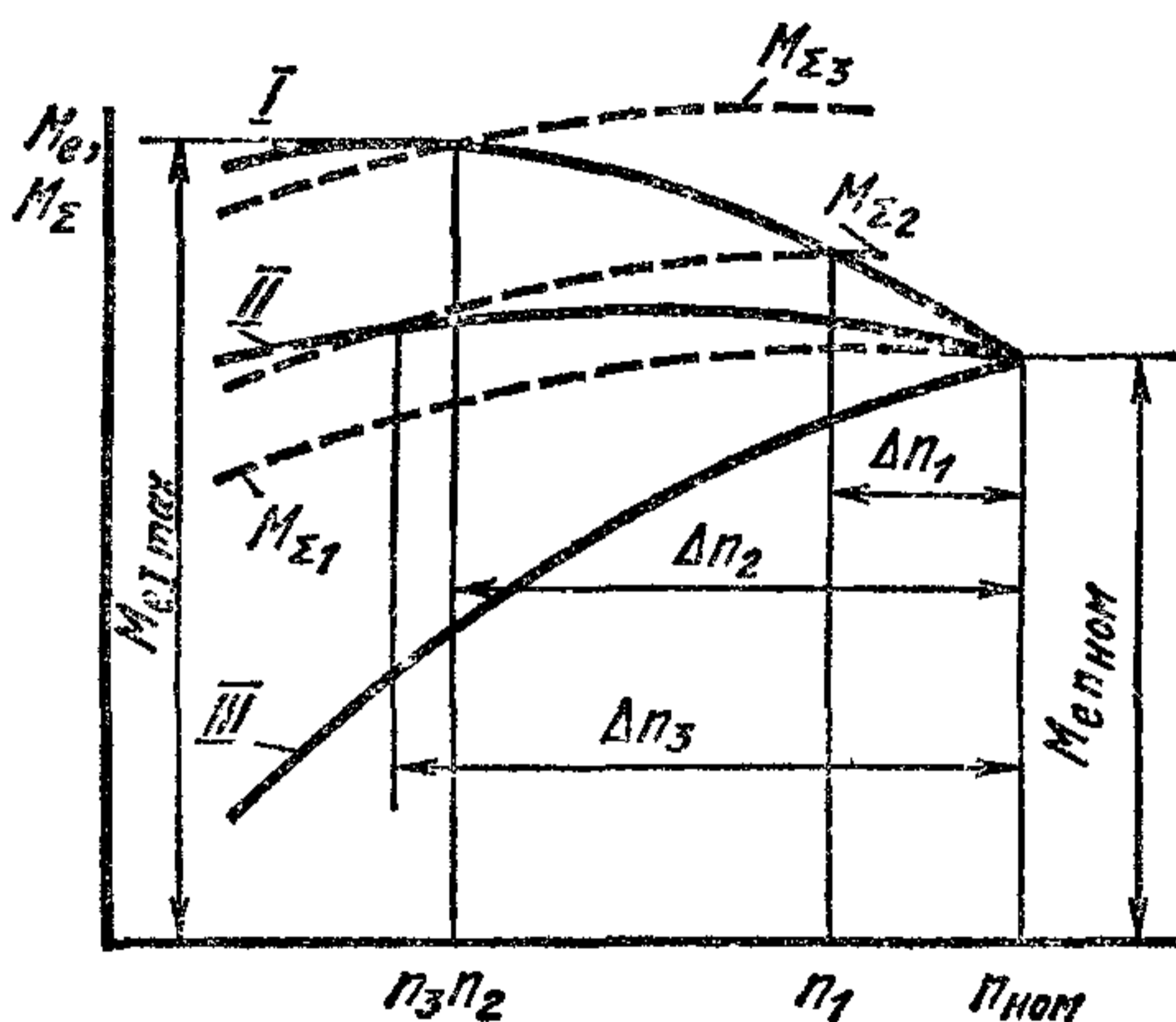


Рис. 130. Влияние изменения крутящего момента в зависимости от частоты вращения на устойчивость режима работы двигателя

в состоянии на данной передаче преодолеть увеличенные сопротивления.

Во время работы карбюраторного двигателя на частичных нагрузках кривая $M_e = f(n)$ протекает круче, чем при работе с полной нагрузкой, поэтому при изменении сопротивлений двигатель обладает хорошей приемистостью. Характер изменения Δn в зависимости от сопротивления движению автомобиля у дизеля не зависит от нагрузки, так как внешняя и частичная характеристики у него протекают почти одинаково.

Устойчивость режима автомобильного двигателя оценивают по запасу крутящего момента, который определяется отношением максимального крутящего момента к крутящему моменту, развиваемому двигателем на номинальном режиме; это отношение называют *коэффициентом приспособляемости*:

$$K = M_{e\max} / M_{en\text{ном}}$$

Крутящий момент двигателя пропорционален среднему эффективному давлению, поэтому

$$K = p_{e\max} / p_{en\text{ном}}$$

Частота вращения $(n)_{M_{e\max}}$, при которой достигается максимальный крутящий момент, является параметром, показывающим, в каком диапазоне изменения скоростного режима двигатель работает устойчиво по внешней характеристике. Этот диапазон оценивается величиной

$$K_c = \frac{n_{M_{e\max}}}{n_{\text{ном}}}$$

Карбюраторные двигатели обладают сравнительно устойчивым режимом. Коэффициент приспособляемости у них $K = 1,25 \div 1,35$, а $K_c = 0,45 \div 0,55$. У дизелей характеристика крутящего момента протекает более полого, и коэффициент K не превышает 1,15. Величина K_c у дизелей находится в пределах $0,55 \div 0,7$. Для повышения коэффициента K у дизелей необходимо применять специальное корректирующее устройство (см. гл. XIV), увеличивающее цикловую подачу топлива при снижении частоты вращения.

НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Общие сведения

Вследствие увеличения в последнее время грузоподъемности и скорости движения автомобилей необходимо повышение номинальной мощности их двигателей без существенного увеличения габаритных размеров и массы. Эксплуатация автомобилей в горных условиях на различной высоте над уровнем моря приводит к необходимости искать пути сохранения мощности двигателя, несмотря на падение плотности атмосферного воздуха. Специализация оборудования и мерительных инструментов серийного производства позволяют организовать выпуск двигателей с разной номинальной мощностью на базе унифицированного ряда, когда во всех модификациях размеры цилиндров и ход поршня остаются неизменными. Решение этих проблем сводится к отысканию способов значительного повышения литровой мощности двигателя.

Эффективная мощность, приходящаяся на единицу рабочего объема двигателя, определяется уравнением (221). При данном рабочем объеме двигателя iV_h мощность может быть повышена путем увеличения частоты вращения n или среднего эффективного давления p_e . Возможности первого способа ограничены предельной (из условия долговечности конструкции) средней скоростью поршня.

Рассмотрим возможности повышения среднего эффективного давления [уравнение (220)].

Величина отношения η_i/α определяется индикаторным процессом в цилиндре. При современном уровне совершенства процесса дальнейший рост этой величины возможен только на несколько процентов и большого влияния на p_e оказать не может. Величина η_v также достигла высоких значений. Ведутся работы по снижению механических потерь, но и совершенствование этого параметра не может дать резкого повышения p_e .

Плотность заряда ρ_k можно значительно увеличить, повышая ρ_k поступающего в цилиндр воздуха или смеси. Этот способ называют *наддувом* двигателя. Пропорционально ρ_k возрастает p_e , а следовательно, и литровая мощность двигателя.

При наддуве потери на трение большие по сравнению с их значениями при работе двигателя без наддува, но вследствие увеличения эффективной мощности механический КПД при наддуве повышается.

Повышение давления воздуха осуществляют в компрессоре, который можно приводить от двигателя. Несмотря на затрату мощности

на работу компрессора, наддув значительно увеличивает эффективную мощность двигателя, что объясняется следующим. Известно, что работа, затрачиваемая на сжатие или получаемая при расширении газа, пропорциональна его начальной температуре. В компрессоре воздух сжимается при относительно низкой температуре, а в цилиндре двигателя он расширяется при высокой температуре и, следовательно, производит большую работу, чем та, которая была затрачена на сжатие.

Повышение мощности двигателя в результате наддува оценивается степенью наддува

$$\bar{p}_{ен} = p_{ен}/p_e,$$

где $p_{ен}$ — среднее эффективное давление, достигаемое в двигателе при наддуве.

При наддуве повышаются давление и температура воздуха в конце сжатия. Это ограничивает степень наддува в карбюраторных двигателях из-за возникновения детонации. Наддув можно использовать в автомобильных двигателях с искровым зажиганием для сохранения номинальной мощности при работе в горных условиях.

Номинальную мощность двигателя с искровым зажиганием с помощью наддува можно повысить при таком сочетании степени сжатия, давления наддува и коэффициента избытка воздуха, когда достижение большой мощности при использовании топлива с заданным октановым числом не вызывает детонационного сгорания.

Особые преимущества достигаются применением наддува в дизелях, где величина p_k не ограничивается возникновением детонационного сгорания. Это позволяет значительно увеличить литровую мощность дизелей. В целях обеспечения надежности и допустимой тепловой напряженности дизеля с наддувом ограничивают максимальное давление цикла p_z , и при работе на номинальном режиме повышают коэффициент α . Последнее снижает относительное содержание токсических компонентов и сажи в отработавших газах. Отмеченные положительные стороны показывают перспективы расширения сферы применения автомобильных и тракторных дизелей с наддувом, которые получают большое распространение.

На автомобилях и тракторах применяют дизели, когда p_e за счет наддува повышается до 30% (низкий наддув). Известно также и более высокое форсирование дизелей этого класса (до 40—50%).

§ 2. Системы наддува

Различают три системы наддува: с приводным компрессором, турбокомпрессором и комбинированную.

При использовании приводного компрессора 1 (рис. 131, а) его через повышающую передачу 2 соединяют с коленчатым валом 3 двигателя. Для привода турбокомпрессора (рис. 131, б) используют энергию отработавших газов, поступающих в газовую турбину 4. Компрессор 1 устанавливают на одном валу с газовой турбиной 4.

В случае комбинированной системы (рис. 131, в) первой ступенью является приводной компрессор, а второй — турбокомпрессор.

Температура воздуха после компрессора вследствие сжатия повышается [см. уравнение (138)]. При увеличении мощности двигателя наддувом, когда $\pi_k = p_k/p_0 > 2,0$, между впускной системой двигателя и компрессором размещают холодильник для понижения температуры заряда. В этом случае температура заряда на впуске определяется по уравнению (139). Использование промежуточного охлаждения существенно снижает при заданном уровне форсирования тепловую напряженность ответственных деталей двигателя.

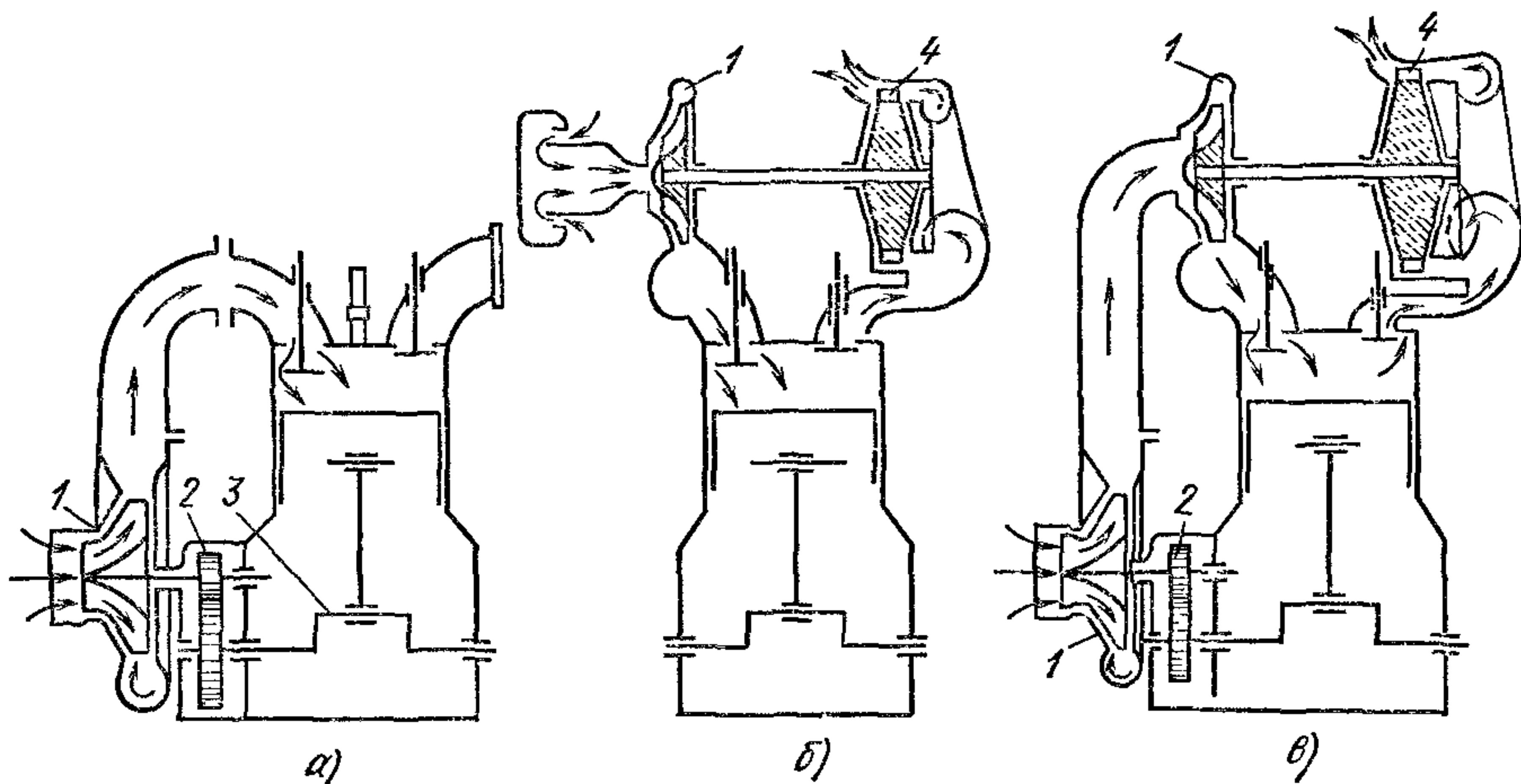


Рис. 131. Системы наддува двигателей

При наддуве карбюраторных двигателей компрессор можно устанавливать до и после карбюратора. В случае размещения компрессора до карбюратора особое внимание следует уделять уплотнению поплавковой камеры. Когда компрессор устанавливают за карбюратором, необходимо принять меры, исключая возможность забрасывания газов в компрессор при обратных вспышках во впускной системе. С этой целью в магистрали после компрессора размещают предохранительные клапаны.

Наибольшее применение для наддува получили лопаточно центробежные компрессоры.

Основными параметрами, характеризующими компрессор, являются: степень повышения давления $\pi_k = p_k/p_0$, производительность, равная секунднему расходу подаваемого воздуха G_c и адиабатический КПД $\eta_{ад}$.

Работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре от давления p_0 до p_k в предположении, что процесс сжатия происходит адиабатически,

$$l_{ад} = c_p T_0 (\pi_k^{(k-1)/k} - 1).$$

В действительности процесс сжатия всегда происходит при наличии теплообмена и внутренних потерь, что увеличивает затрачиваемую работу, которая учитывается адиабатическим КПД компрессора, представляющим собой отношение работы при адиабатическом сжатии к действительно затраченной работе:

$$\eta_{ад} = l_{ад}/l_{к}.$$

Работа, действительно затраченная на сжатие и проталкивание 1 кг воздуха в компрессоре,

$$l_{к} = \frac{c_p}{\eta_{ад}} T_0 (\pi_{к}^{(k-1)/k} - 1). \quad (225)$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора,

$$N_{к} = \frac{l_{к} G_c}{\eta_{м}}. \quad (226)$$

Подставляя выражение (225) в формулу (226), получим

$$N_{к} = \frac{c_p T_0 G_c}{\eta_{к}} (\pi_{к}^{(k-1)/k} - 1), \quad (227)$$

где $\eta_{к}$ — общий КПД компрессора; $\eta_{к} = \eta_{ад}\eta_{м}$; $\eta_{м}$ — механический КПД компрессора.

Мощность компрессора можно также выразить следующим образом:

$$N_{к} = \frac{RT_0}{\eta_{к}} \frac{k}{k-1} G_c (\pi_{к}^{(k-1)/k} - 1). \quad (228)$$

Температура воздуха за компрессором при отсутствии воздушного холодильника

$$T_{к} = T_0 + \frac{l_{к}}{c_p} = T_0 \left[1 + \frac{1}{\eta_{ад}} \left(\pi_{к}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right].$$

Для невысокой степени наддува иногда применяют нагнетатель типа Рут, адиабатический КПД которого при небольших $\pi_{к}$ сравнительно высокий (при $\pi_{к} = 1,3$ $\eta_{ад} = 0,65$). С ростом степени повышения давления адиабатический КПД этого нагнетателя резко снижается, и при $\pi_{к} = 2$ $\eta_{ад} = 0,5$.

При бóльших $\pi_{к}$ используют роторно-шестеренчатые компрессоры, имеющие более высокий КПД. Сжатие воздуха в процессе его перемещения вдоль оси ротора до выпускного окна обеспечивается винтовыми лопастями.

В быстроходных двигателях получили распространение высокооборотные центробежные или осевые компрессоры, у которых $\eta_{ад}$ достигает высоких значений ($\eta_{ад} = 0,7 \div 0,8$).

При снижении КПД и повышении $\pi_{к}$ значительно увеличиваются работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, и температура $T_{к}$, в результате чего снижается эффективность наддува. При наддуве с помощью приводного компрессора

$$N_{ен} = N_{зн} - N_{м} - N_{к}; \quad \eta_{м} = N_{ен}/N_{зн} = \frac{N_{зн} - N_{м} - N_{к}}{N_{зн}}.$$

При повышении степени наддува сверх определенного значения эффективная мощность не возрастает из-за уменьшения механического КПД двигателя вследствие роста мощности, затрачиваемой на привод компрессора, которая не компенсируется увеличением индикаторной мощности за счет наддува.

Из-за более высоких значений КПД центробежного компрессора по сравнению с роторно-шестеренчатым эффективная мощность двигателя при применении этого компрессора повышается до более высоких π_k .

§ 3. Газотурбинный наддув

При газотурбинном наддуве для сжатия воздуха и его нагнетания в цилиндры используется часть энергии отработавших газов. Это позволяет частично утилизировать перепад между давлением в конце процесса расширения в цилиндре и атмосферным, что характерно для цикла с продолженным расширением (см. рис. 15 и 16). Конструкция элементов систем газотурбинного наддува проста. Суммарная масса этих элементов, как правило, не превышает 8% массы дизеля.

Мощность дизелей при применении газотурбинного наддува может быть повышена на 50% и более. Токсичность отработавших газов вследствие протекания процесса при большем коэффициенте α меньшая, чем в дизеле без наддува. При надлежащей отработке конструкций и технологии, применении легированных материалов ресурс дизелей с газотурбинным наддувом может быть доведен до столь же высокого уровня, как и у дизелей без наддува. Стоимость двигателя, отнесенная к единице мощности, при наддуве будет меньшая. Этим определяется большая перспективность применения дизелей с газотурбинным наддувом в автомобильной технике. В то же время при больших преимуществах газотурбинного наддува его использование на автомобильных двигателях связано с преодолением существенных трудностей.

При работе комбинированного двигателя, состоящего из поршневой и лопаточной машин, по мере снижения частоты вращения количество отработавших газов, поступающих в газовую турбину в единицу времени, практически не меняется, но их температура снижается. Это приводит к снижению мощности турбины и соответственно к уменьшению работы, затрачиваемой на сжатие в компрессоре, при которой давление наддува p_k понижается. Такой характер протекания зависимости p_k от частоты вращения не может обеспечить получение необходимого запаса крутящего момента и, следовательно, приемистости двигателя. Для получения требуемой формы скоростной характеристики необходим соответствующий выбор параметров газовой турбины и характеристик топливоподающей аппаратуры, а также такая организация процесса смесеобразования, при которой достигаются оптимальные показатели двигателя в условиях эксплуатации. Далее очень важно обеспечить оптимальные показатели работы двигателя на наиболее вероятных эксплуатационных режи-

мах, что также требует согласования процессов в двигателе и турбокомпрессоре.

Вследствие повышенной тепловой и механической напряженности при производстве двигателей, в которых применяется наддув, ужесточаются требования к используемым для его изготовления материалам.

Вследствие энергетических потерь, характерных при осуществлении процесса в турбине, эффективность цикла двигателя с наддувом, соответствующим продолженному расширению заряда от давления p_b до атмосферного давления p_0 (см. рис. 15), относительно невелика (менее 7%). Она тем меньше, чем выше степень сжатия воздуха π_k в компрессоре. Для повышения эффективности цикла, осуществляемого в турбокомпрессоре, ведутся работы по повышению его КПД, а также по снижению газодинамических потерь в выпускном тракте и впускных системах дизелей.

По мере повышения степени наддува все большее значение приобретает конструкция выпускных органов и, в частности, величина время-сечение выпускных клапанов. В двигателях со средним и высоким наддувом ($\pi_k > 2,0$) целесообразно применять конструкции головок цилиндров с двумя выпускными (и двумя впускными) клапанами на цилиндр.

В целях обеспечения прочности и допускаемой тепловой напряженности в автомобильных дизелях с газотурбинным наддувом в большинстве случаев величина π_k не превышает 1,6—1,8. У отдельных моделей ее значение доводят до 2,0—2,2. При этих значениях π_k часто применяют промежуточное охлаждение воздуха.

Для автомобильных и тракторных двигателей применяют компактные турбокомпрессоры с радиальными центробежными турбинами и центробежными компрессорами. Схемы применяемых компрессора и турбины показаны на рис. 132.

На рис. 132, а приведена схема центробежного компрессора. Установленное на валу 3 колесо 2 компрессора вместе с направляющим аппаратом 7 вращается в корпусе 1. Направляющий аппарат снижает гидравлические потери при образующемся плавном обтекании передних кромок лопаток.

При поступлении воздуха через входное устройство 6 во вращающееся рабочее колесо он приобретает потенциальную и кинетическую энергию. Абсолютная скорость движения воздуха в колесе достигает 300—350 м/с. Из рабочего колеса воздух поступает в диффузор 4. В нем происходит превращение одной энергии в другую (энергию давления). Из диффузора при давлении p_k воздух поступает в воздухохранилище 5, а затем при открытии впускного клапана (или окна) — в двигатель.

Схема радиальной центробежной турбины показана на рис. 132, б. Отработавшие газы из выпускного трубопровода поступают во впускной патрубок 8 турбины и затем со скоростью c_t при давлении p_t и температуре T_t входят в сопловый аппарат 9, в котором имеются суживающиеся каналы. В результате этого при прохождении газа через сопловый аппарат скорость его увеличивается, достигая на выходе абсолютной величины c_1 . Давление и температура здесь

снижаются до значений p_1 и T_1 . Со скоростью c_1 газ поступает в межлопаточные каналы рабочего колеса 4 турбины, где обтекает лопатки и меняет направление движения. Тангенциальная составляющая силы, возникающей в результате обтекания газом лопаток и изменении направления его движения, создает крутящий момент, который вращает рабочее колесо. На выходе газа из рабочего колеса устанавливают вращающийся выходной спрямляющий аппарат 10. На выходе скорость газа равна c_2 , а давление и температура снижаются до значений $p_2 \approx p_0$ и T_2 . Треугольник скорости, построенный на входе газа на колесо турбины, позволяет при известной окружной скорости вращения колеса u определить величину и направление вектора относительной скорости w_1 , с которой газ движется относительно входных кромок лопаток рабочего колеса. Скорость c_2 , с которой газ выходит из турбины, определяется по соответствующему треугольнику скоростей, построенному на оси спрямляющего аппарата 10.

На рис. 133 приведен общий вид радиальной центростремительной турбины ТКР-11Н, установленной на тракторном дизеле СМД-60. В центростремительной турбине газ на лопатках турбины движется от периферии к центру. В центростремительных турбинах облегчаются условия осуществления поворота лопаток в сопловом аппарате турбины, так как в этом случае создается возможность лучшего уплотнения торцовых поверхностей. Применение турбины с поворотными лопатками соплового аппарата позволяет эффективнее использовать газотурбинный наддув на переменных режимах, характерных для эксплуатации автомобильных двигателей.

Рабочие колеса турбины 11 и компрессора 2 расположены соответственно в корпусах 12 и 1. Они укреплены консольно на валу турбокомпрессора 3, вращающемся в подшипнике скольжения, который установлен в корпусе 13. Турбокомпрессоры данного типа имеют малую массу и обладают хорошей приемистостью. Общий КПД их высокий (более 0,5). Ресурс турбокомпрессоров приближается к ресурсу остальных узлов дизелей.

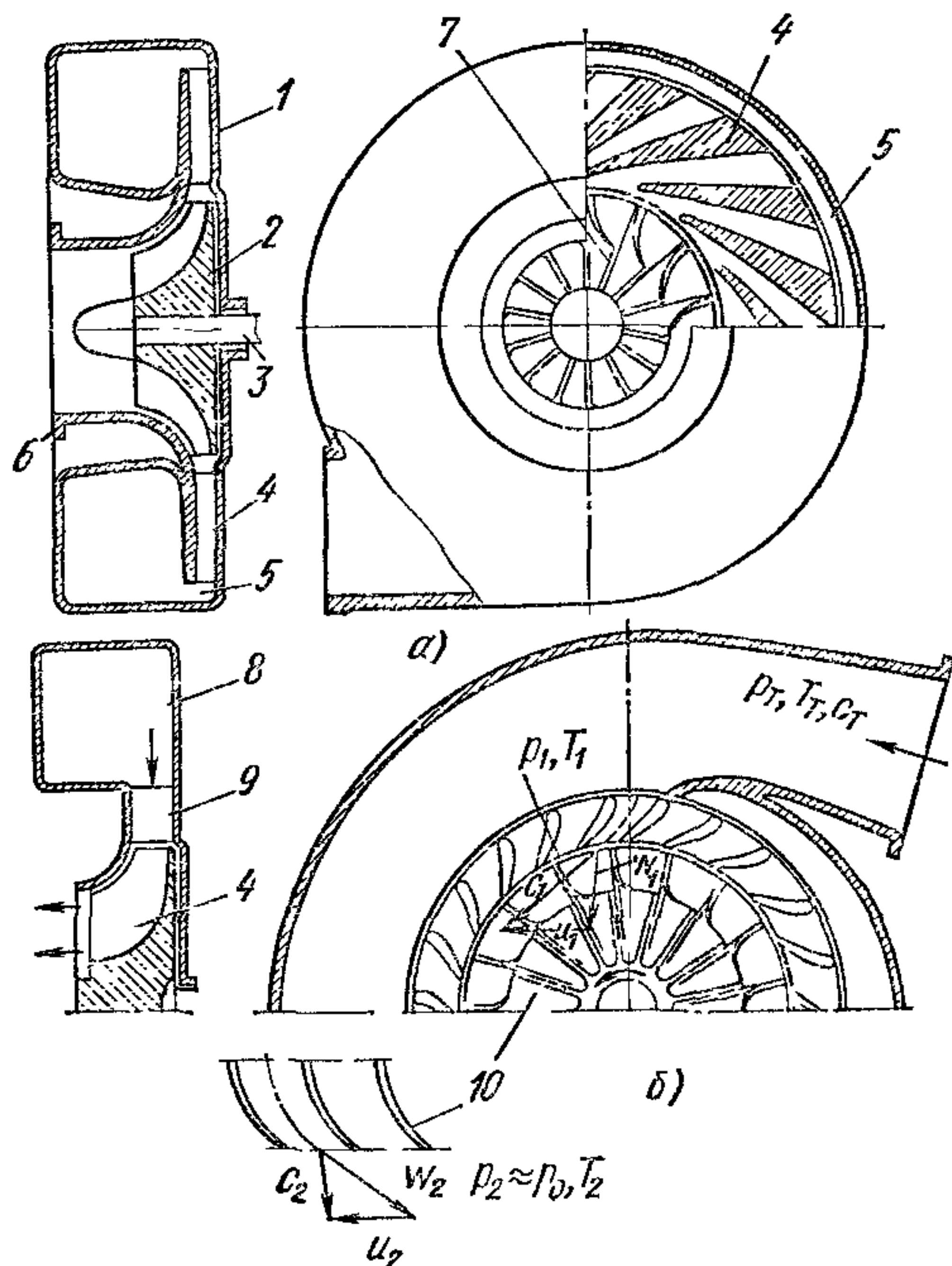


Рис. 132 Схемы нагнетателя, турбины и общий вид турбокомпрессора

Окружная скорость рабочих колес турбокомпрессоров определяется напором, развиваемым компрессором. Для турбокомпрессоров автомобильных и тракторных дизелей окружная скорость равна 250—380 м/с. В зависимости от уровней окружной скорости и температуры отработавших газов выбирают материал рабочего колеса турбины. При средней температуре газа 700 °С и более колеса турбин

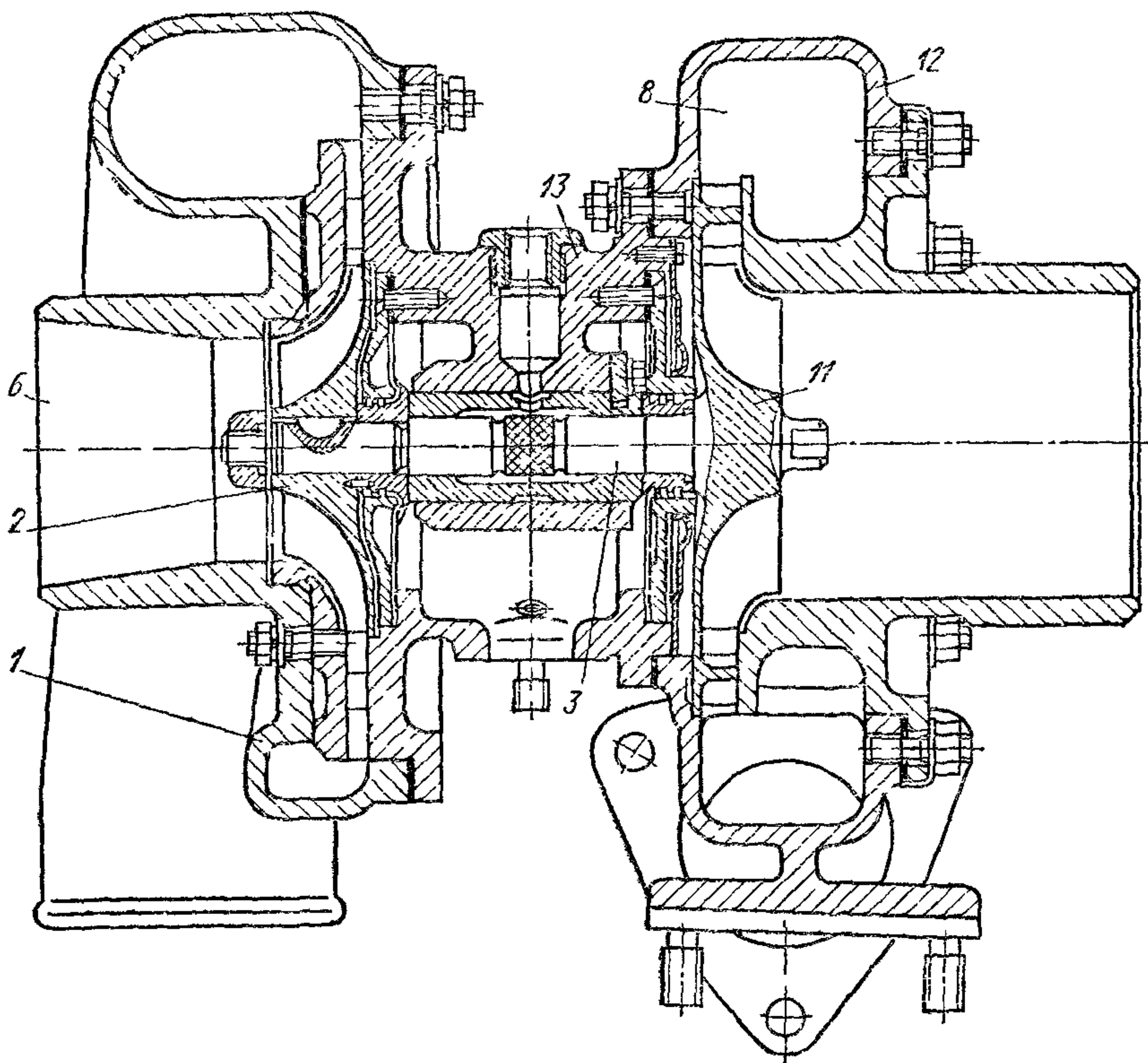


Рис 133. Общий вид турбокомпрессора ТКР-11Н-1 двигателя СМД-60 с радиальной центробежной турбиной: позиции 1—8 те же, что и на рис. 132

изготавливают из сплавов на никелевой основе. Для обеспечения высокой приемистости турбокомпрессора стремятся применять рабочие колеса с возможно меньшим наружным диаметром и, как следствие, с минимальным моментом инерции.

Основные параметры, а также методы испытаний турбокомпрессоров стандартизированы. Действующие стандарты на турбокомпрессоры позволяют предварительно выбрать типоразмер турбокомпрессора при данных λ_K и u .

По окружной скорости u и диаметру рабочих колес вычисляют частоту вращения роторов. В последние годы отмечается увеличение частоты вращения роторов турбокомпрессоров на номинальном режиме двигателя до 50 000 — 80 000 об/мин.

Для рабочих процессов, протекающих во всех элементах системы газотурбинного наддува, характерны циклические колебания параметров газового потока. Наиболее резко выражена нестационарность газодинамических процессов в выпускном газопроводе, соединяющем цилиндры с газовой турбиной. Это обусловлено большей интенсивностью возмущений потока в газопроводе в процессе свободного выпуска, резкой неоднородностью температур рабочего тела и ее изменением во времени, большими местными скоростями струй и т. д.

Выпускные патрубки группы цилиндров объединены в один выпускной коллектор, питающий секцию входного аппарата турбины. В рассматриваемом цикле из одного цилиндра выбрасываются отработавшие газы в коллектор, заполненный газами, поступившими в него в предыдущем цикле из другого цилиндра.

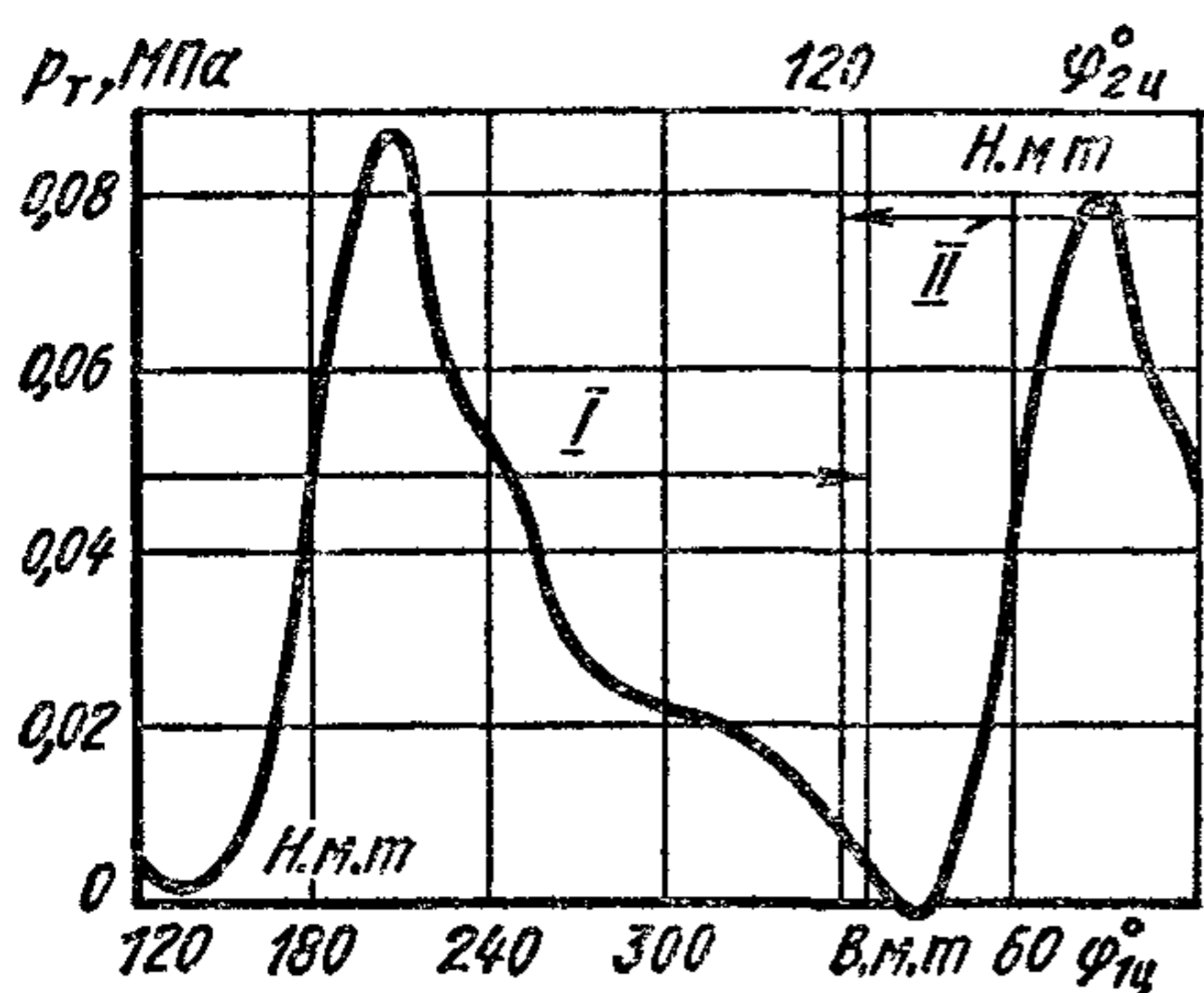


Рис 134. Давление газа в выпускном трубопроводе двигателя при импульсном наддуве:

I и II — открыт выпускной клапан соответственно первого и второго цилиндров

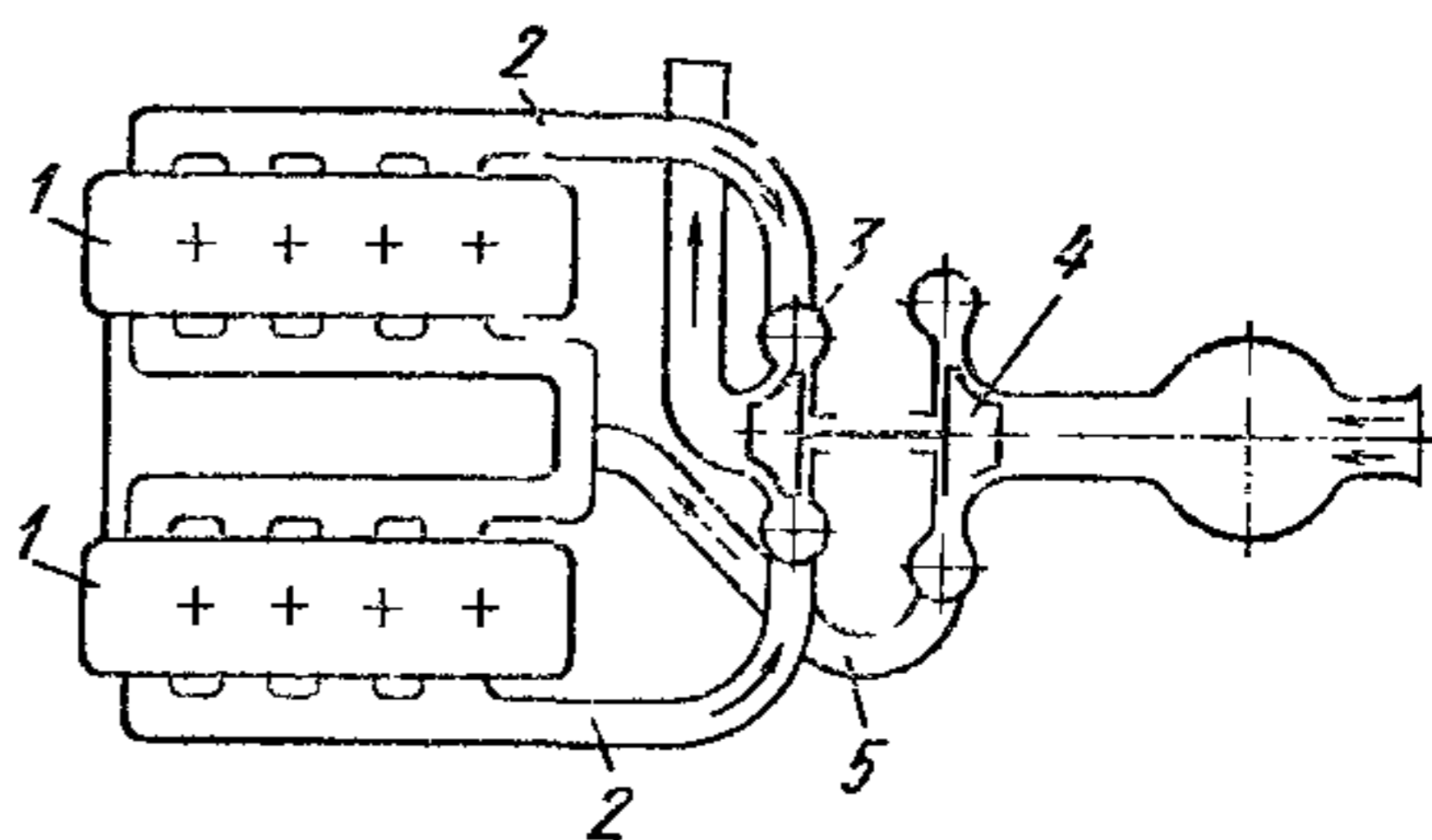


Рис 135. Схема соединения выпускных патрубков восьмицилиндрового V-образного дизеля ЯМЗ-238:

1 — цилиндры; 2 — выпускной трубопровод, 3 — газовая турбина; 4 — компрессор, 5 — впускной трубопровод

В качестве примера изменения давления в коллекторе при импульсном наддуве на рис. 134 показана индикаторная диаграмма, полученная в выпускном трубопроводе при испытании шестицилиндрового дизеля. По мере увеличения в процессе выпуска из данного цилиндра проходного сечения выпускных органов интенсивно возрастают мгновенный расход газа и скорость потока c_T в выпускном патрубке данного цилиндра. Этот патрубок заполняется газом, имеющим температуру T_{II} , близкую к температуре T_B . В конце процесса расход газа из цилиндра уменьшается до нуля, в результате чего снижаются до минимума давление p_T , температура T_I и скорость движения газа в коллекторе.

Максимальное давление в коллекторе p_{max} составляет примерно $0,3 p_B$. В то же время среднее за цикл давление в нем p_{cp} не превосходит $0,2 p_B$, минимальное давление $0,12 p_B$.

Отношения амплитуды $A = \frac{(p_{max} - p_{min})}{p_{cp}}$ изменения давления за один цикл к среднему давлению p_{cp} в системах с импульсным

наддувом, применяемых в быстроходных двигателях, составляет 0,4—0,8 и существенно снижается по мере повышения частоты вращения коленчатого вала. Величина A уменьшается также по мере увеличения числа цилиндров, питающих каждый коллектор.

В системах с импульсным газотурбинным наддувом поперечное сечение коллекторов Ω мало отличается от проходного сечения каждого из патрубков выпускных клапанов. Отношение $\Omega/F_{\text{п. кл}} = 1 \div 1,25$.

Увеличение сечения Ω приводит к снижению эффекта от импульсного движения газов, поступающих на колесо турбины. При этом уменьшаются потери в турбине, и их величины близко соответствуют условиям протекания процесса в турбине к расчетным. Снижение импульса несколько уменьшает газодинамические потери в начальной стадии выпуска газов из цилиндров в выпускную систему. В то же время увеличиваются затраты энергии на вытекание отработавших газов из цилиндров в стадии вынужденного выпуска при движении поршня к в. м. т. и ухудшается очистка цилиндра в конце процесса выпуска.

В дизелях большой мощности, которые могут использоваться на внедорожных автомобилях высокой грузоподъемности, наряду с импульсными системами наддува, применяются неимпульсные, в которых газ к турбине подводится при постоянном давлении. Величина A в таких системах понижена за счет увеличения площади сечения Ω и соответственно объема выпускных коллекторов.

К положительным сторонам неимпульсных систем, кроме снижения уровня газодинамических потерь в проточной части турбины и, как следствие, повышения КПД турбины, можно отнести также снижение газодинамических потерь в газопроводах. Недостатками импульсных систем помимо ухудшения условий очистки цилиндров и, в частности, их продувки являются снижение приемистости и увеличение массы систем наддува.

При степени наддува $\pi_k \approx 2,0 \div 2,5$ применение системы с постоянным давлением p_T перед турбиной обеспечивает более высокий по сравнению с импульсной системой КПД турбокомпрессора.

Условия формирования рабочего процесса импульсной системы газотурбинного наддува четырехтактного дизеля, как видно из рис. 134, наиболее благоприятны в секциях с числом цилиндров, кратным трем, вследствие отсутствия перекрытия фаз выпуска.

Для автомобилей широко применяют восьмицилиндровые дизели с V-образным расположением цилиндров и углом их развала 90° при угле между смежными кривошипами коленчатого вала 90° .

Для двигателей с таким расположением цилиндров и углом между кривошипами используют схемы газотурбинного наддува, в которых для каждого ряда цилиндров имеется отдельный газовый коллектор (рис. 135). Условия течения газа через газовую турбину при такой схеме зависят от чередования работы цилиндров. Подача газа в коллектор из одного ряда цилиндров начинается при сдвиге фаз в двух цилиндрах, соответствующих повороту кривошипа на 90° . В этом случае выпуск отработавших газов из последующего (по порядку

работы) цилиндра в течение 90° поворота коленчатого вала происходит одновременно с выпуском в предыдущем цилиндре. В результате в процессе выпуска из этих двух цилиндров не наблюдается глубокого спада давления, характерного для импульсных систем наддува.

Выпуск из следующего по порядку работы цилиндров, расположенных в этом ряду, происходит через 270° поворота кривошипа. Поэтому давление газа в коллекторе в первой стадии выпуска из этого цилиндра существенно меняется, что характерно для импульсного наддува. Из следующего по порядку работы цилиндра газы выпускаются через 180° поворота кривошипа, и далее процесс повторяется.

Анализ такой схемы подвода газа к турбине при неравномерном чередовании вспышек показывает, что для одной объединенной группы цилиндров давление перед турбиной будет соответствовать условиям импульсного наддува, а для другой — условиям наддува при постоянном давлении.

Расчет параметров турбокомпрессора. Необходимую мощность для получения расчетного π_k определяют по формулам (227) и (228).

Работа, совершаемая в процессе адиабатного расширения 1 кг газа в газовой турбине:

$$l_{ад} = \frac{k_1}{k_1 - 1} R'' T_T \left[1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{1}{k_1}}} \right],$$

где $\pi_T = p_T/p'_0$; R'' — газовая постоянная продуктов сгорания; T_T и p_T — температура и давление газа перед турбиной; p'_0 — давление газов после турбины; k_1 — показатель адиабаты продуктов сгорания.

Эффективный КПД турбины

$$\eta_T = \eta_{ад_T} \eta_M,$$

где $\eta_{ад_T}$ — коэффициент, учитывающий механические потери в прочной части турбины; η_M — коэффициент, учитывающий механические потери.

Эффективная работа турбины

$$l_T = \eta_T l_{ад}.$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной,

$$N_T = l_{ад} G_T \eta_T.$$

Расход отработавших газов, проходящих через турбину,

$$G_G = G_B + G_T = G_B [1 + (1/\alpha l_0)],$$

где G_B и G_T — соответственно расход воздуха и топлива в двигателе, кг/с.

В современных газовых турбинах, применяемых для наддува, $\eta_T = 0,65 \div 0,7$.

Давление p_T , необходимое для обеспечения заданного p_k , можно определить из уравнения баланса мощностей:

$$\frac{k}{k-1} RT_0 \left(\pi_{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{G_B}{\eta_K} = [k_1 / (k_1 - 1)] R'' T_T \left[1 - \frac{1}{\pi_{\frac{k_1-1}{k_1}}} \right] G_T \eta_T,$$

откуда

$$\frac{1}{\pi_T} = [1 - 1/\beta\tau] \left(\pi_{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)^{k_1/(k_1-1)},$$

где

$$\beta = (R''/R) [(k-1)/k] \cdot [k_1/(k_1-1)]; \quad \tau = (G_T/G_B) (T_T/T_0) \eta_T \eta_K$$

$\eta_{TK} = \eta_T \eta_K$ — общий КПД турбокомпрессора; $\eta_{TK} = 0,4 \div 0,6$.

Приблизленно параметры турбокомпрессора при импульсном наддуве рассчитывают по величине среднего давления газа перед импульсной турбиной с учетом полученных из опыта поправочных коэффициентов, учитывающих увеличение мощности импульсной турбины и уменьшение ее КПД по сравнению с турбиной, у которой $p = \text{const}$. Точный расчет импульсной турбины изложен в специальной литературе.

§ 4. Характеристики автомобильных двигателей с наддувом

Выше указано (см. стр. 209), что для обеспечения необходимой приемистости двигателя при снижении частоты вращения нужно, чтобы крутящий момент увеличивался до определенного значения n . В случае применения наддува для обеспечения необходимого в условиях эксплуатации характера протекания кривой $M_e = f(n)$ требуется наряду с соответствующим подбором параметров топливоподающей аппаратуры и характеристики вырыска выбрать параметры турбокомпрессора так, чтобы расчетные характеристики компрессора и турбины обеспечивали достижение наибольшей подачи воздуха на скоростных режимах, при которых крутящий момент должен быть максимальным. Одновременно в связи с увеличением цикловой подачи топлива на этих режимах коэффициент избытка воздуха снижают до величины, при которой еще не наблюдается дым в отработавших газах.

Для достижения большего коэффициента запаса крутящего момента K или получения возможности эксплуатации двигателя на режиме $n_{M_{e\max}}$ при больших α в настоящее время разработаны системы с регулированием турбонаддува. В частности, в одном из них по мере снижения частоты вращения с помощью специального устройства поворачиваются направляющие лопатки соплового аппарата турбины так, что их проходные сечения уменьшаются. Это при данной нагрузке повышает давление газа перед турбиной, вследствие чего увеличивается частота вращения турбокомпрессора и соответственно давление наддува воздуха p_k на впуске в двигатель.

На рис. 136, а показаны внешние скоростные характеристики дизеля ЯМЗ-238 с наддувом и без наддува. При наддуве на номп-

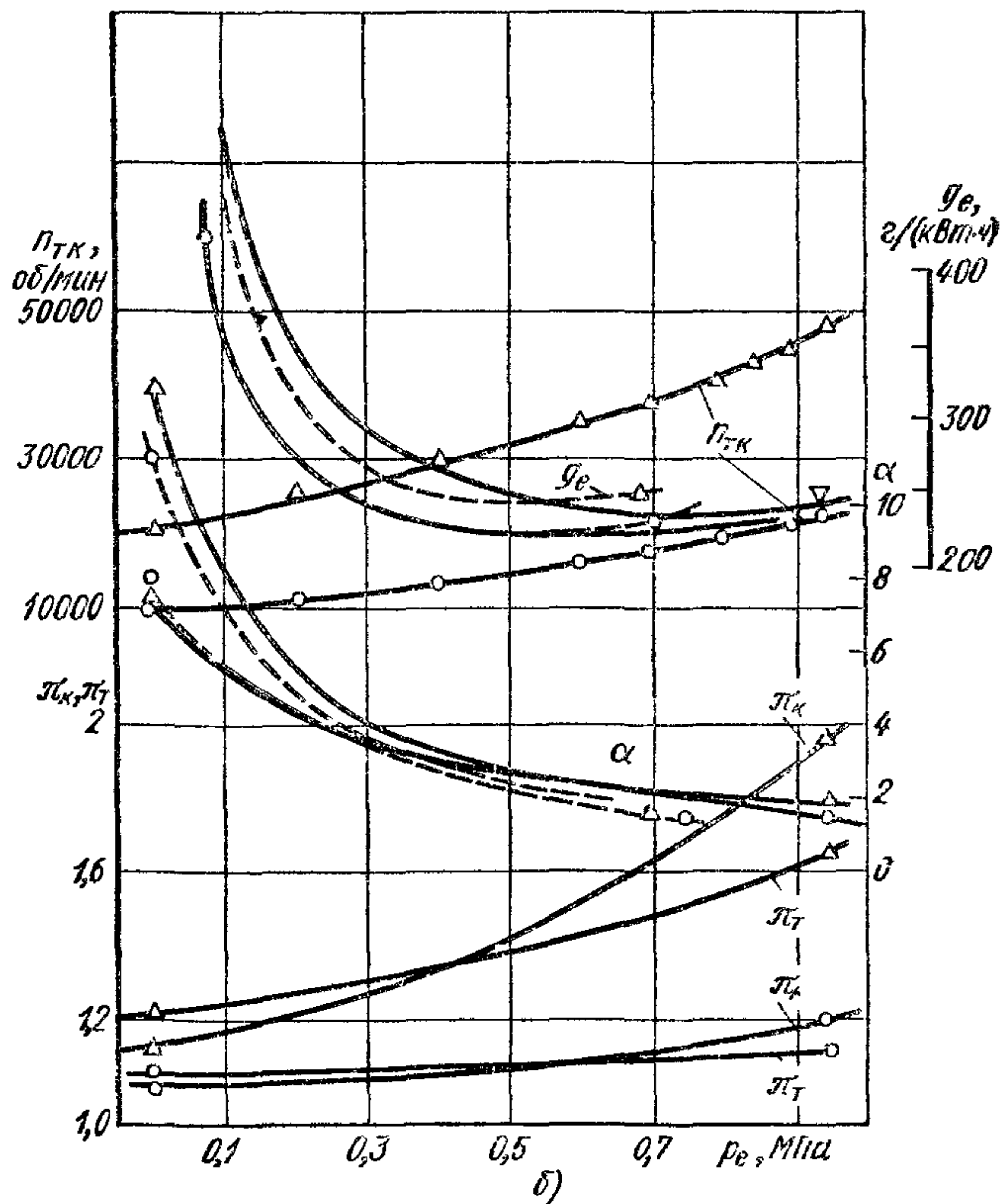
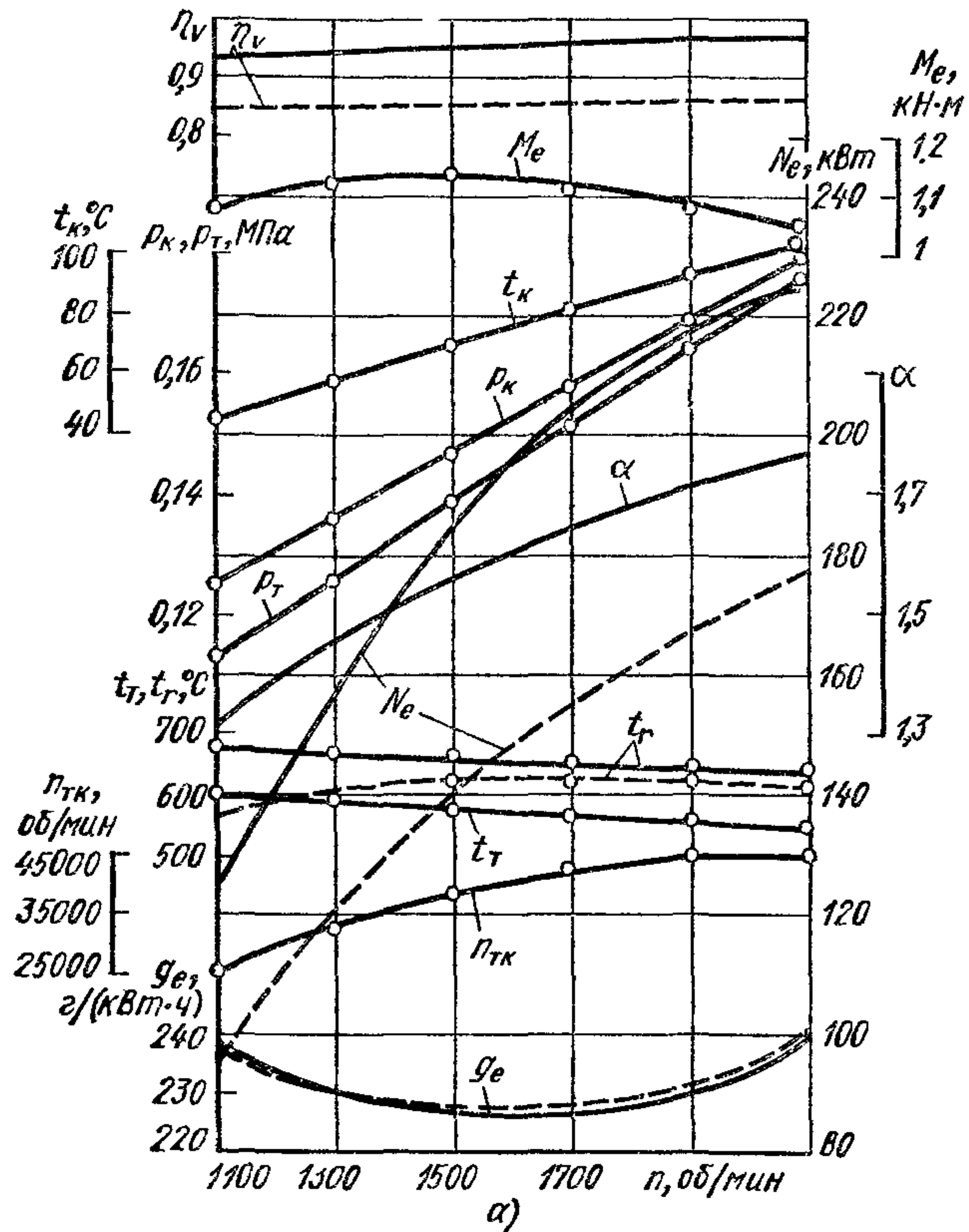


Рис. 136. Внешние скоростные и нагрузочные характеристики дизеля ЯМЗ-238:

а — внешние скоростные характеристики; б — нагрузочные характеристики, сплошные кривые — дизель с наддувом, штриховые — без наддува, \circ — $n = 1000$ об/мин; Δ — $n = 2100$ об/мин

нальном режиме давление перед турбиной характеризуется величиной $\pi_T = 1,76$, вследствие чего достигается такое давление воздуха после его сжатия в компрессоре, при котором $\pi_K = 1,79$. При этом мощность по сравнению с мощностью при работе двигателя без наддува увеличивается на 26,5%. Коэффициент наполнения повышается, в результате чего при настройке компрессора можно в зоне частот вращения, соответствующих $M_{e\max}$, получить $\alpha = 1,44 \div 1,55$.

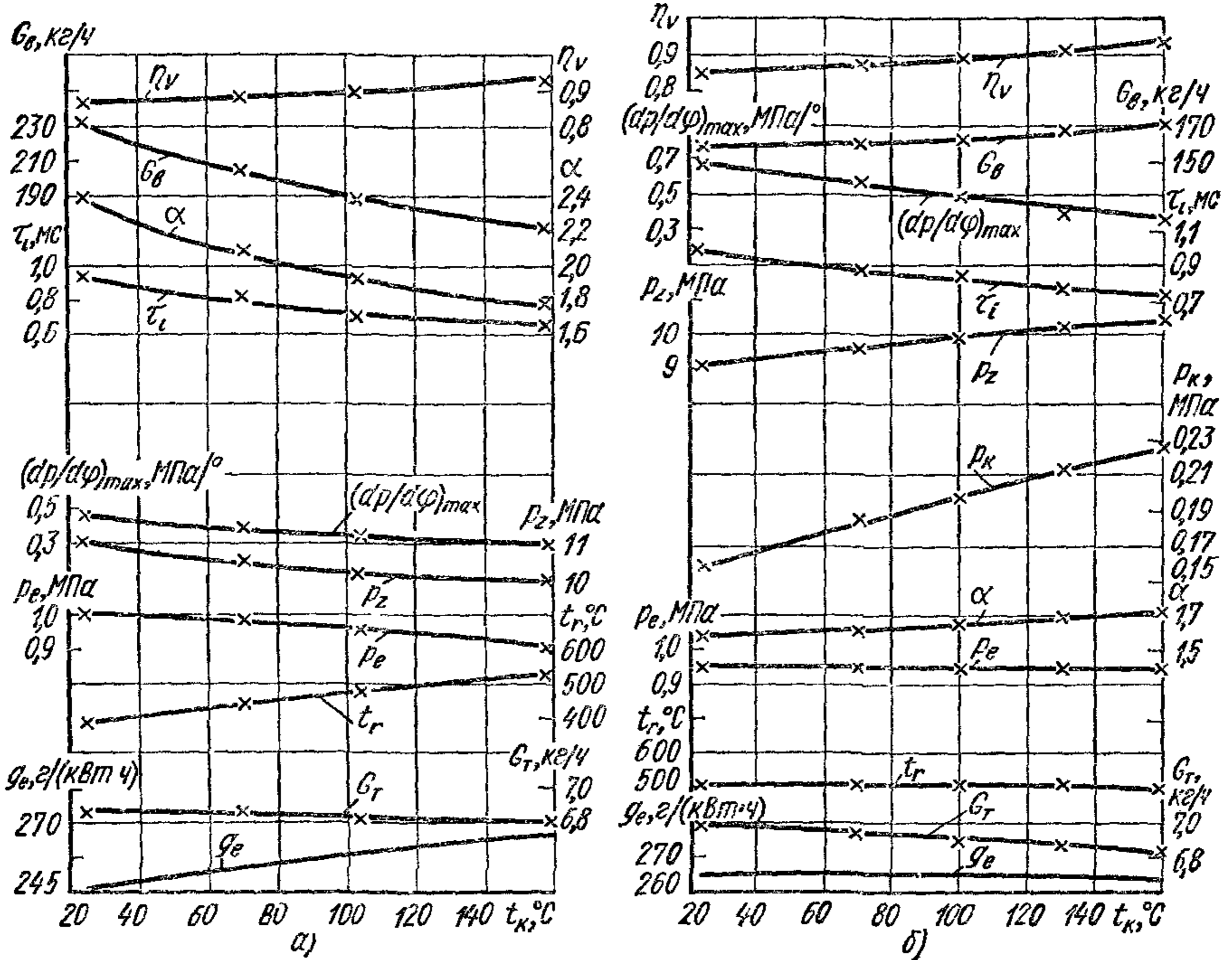


Рис 137 Зависимость параметров рабочего цикла при наддуве от t_k ($n = 1800$ об/мин; $\varphi_{\text{вп}} = 19^\circ$, $Q_{\text{ц}} = 155$ мм³) а — $p = \text{const}$, $\alpha = \text{var}$; б — $\alpha = \text{const}$, $p = \text{var}$

Удельный расход топлива практически одинаковый при наддуве и без наддува, частота вращения вала турбокомпрессора на номинальном режиме $n_{\text{TK}} = 45\,000$ об/мин.

На рис. 136, б показаны нагрузочные характеристики дизеля ЯМЗ-238 на двух скоростных режимах при работе его с наддувом и без наддува.

По мере повышения нагрузки давление газа перед турбиной и давление наддува, характеризуемые параметрами π_T и π_K , а также частота вращения турбокомпрессора n_{TK} увеличиваются, причем тем интенсивнее, чем выше частота вращения коленчатого вала двигателя.

При $n = 2400$ об/мин давление наддува увеличивается ($\pi_k = 1,95$), что приводит к росту p_e до 30% при $\alpha = 1,8$. При $n = 2400$ об/мин удельный расход топлива при нагрузках до $p_e = 0,55$ МПа меньше, чем в случае работы двигателя без наддува.

При работе двигателя, когда $n = 1000$ об/мин, применение наддува вследствие меньших потерь на выпуске ($\pi_r = 1,05$) не ухудшает показатели двигателя по экономичности.

Показанная на рис. 136, а внешняя скоростная характеристика при наддуве была получена без промежуточного охлаждения воздуха и при этом на номинальном режиме $t_k \approx 110^\circ \text{C}$. Для сопоставления на рис. 137 приведены зависимости параметров цикла от температуры воздуха t_k при переменном значении α и $p_k = \text{const}$ (рис. 137, а) и при $\alpha \approx \text{const}$ ($\alpha = 1,58 \div 1,71$) и $p_k = \text{var}$ (рис. 137, б). Цикловая подача топлива в обоих случаях была примерно одинаковая. Эксперименты проводились на одноцилиндровом дизеле ($D_{ц} = 130$ мм, $S = 140$ мм).

При увеличении α (рис. 137, а) и постоянном p_k в случае снижения t_k при одновременном повышении p_e экономичность двигателя улучшается. При уменьшении p_k и одновременном снижении t_k и незначительном уменьшении α (рис. 137, б) экономичность двигателя остается на одном и том же уровне. На графиках (см. рис. 137) приведены также зависимости, характеризующие процесс сгорания в случае работы двигателя с наддувом.

§ 5. Динамический наддув

В трубопроводах автомобильных быстроходных двигателей в процессе впуска и выпуска образуется колебательное движение газов, вследствие чего возникает волна давления. Это явление в выпускных и впускных трубопроводах можно использовать для увеличения поступающего в цилиндр массового заряда. Если, например, настроить выпускную систему так, чтобы к концу процесса выпуска в момент перекрытия клапанов вблизи выпускного клапана образовалось разрежение, то количество отработавших газов, вытекающих из цилиндра, увеличится. В результате этого улучшится очистка

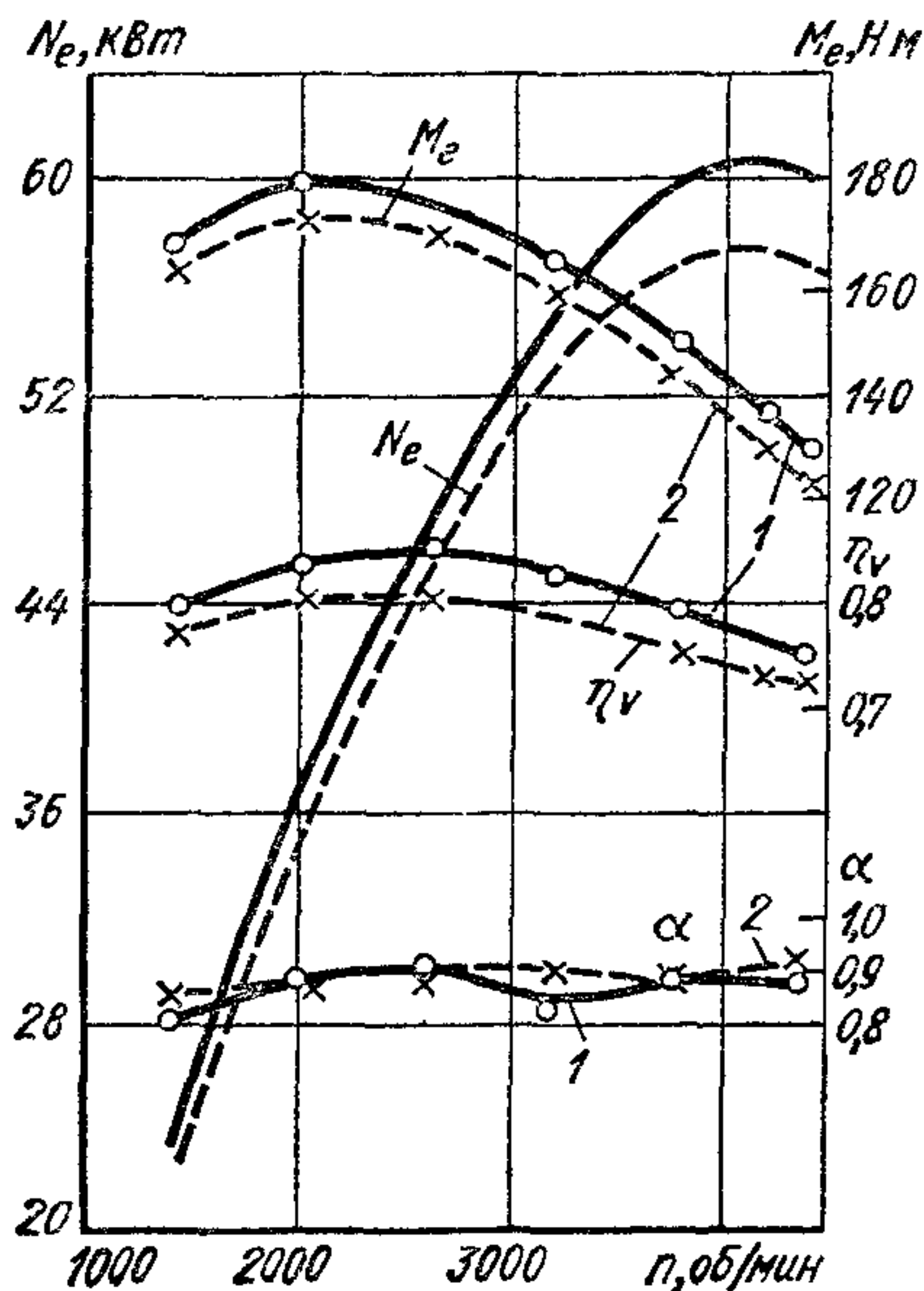


Рис. 138 Внешние скоростные характеристики двигателей с выпускной системой:

1 — двойной; 2 — стандартной системой

цилиндра и в него поступит большее количество свежего заряда. Аналогичный эффект возможен также в том случае, если к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного. При этом происходит дозарядка цилиндра, которая тем больше, чем выше давление.

На рис. 138 приведены внешние характеристики четырехцилиндрового карбюраторного двигателя ГАЗ с применявшейся стандартной системой впуска отработавших газов (кривые 2) и при использовании динамически настроенной сдвоенной выпускной системы (кривые 1). К каждой выпускной трубе подводятся по два выпускных патрубка из двух следующих один за другим по порядку работы цилиндров. Настройка путем подбора соответствующей длины обеих ветвей сдвоенного выпускного трубопровода ($l = 1120$ и 1160 мм) увеличивает коэффициент наполнения на всем диапазоне изменения скоростного режима. Соответственно при почти тех же значениях α , какие применялись в случае стандартного трубопровода, увеличились мощность и крутящий момент двигателя.

Аналогичные результаты были получены в опытах на двигателе АЗЛК-412 с настроенной сдвоенной выпускной системой и установленном за ней глушителем шума. Применение этой системы обеспечило, так же как и на двигателе ГАЗ, увеличение мощности до 6%.

Метод настройки сдвоенной выпускной системы подбором длины обеих ветвей трубопровода приводит к тому, что у выпускного клапана следующей по порядку работы цилиндров при перемещении волны вдоль трубы создается пониженное давление газа, чем обеспечивается лучшая очистка цилиндра от отработавших газов.

**ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ТЕПЛОВАЯ НАПРЯЖЕННОСТЬ
ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ**

§ 1. Тепловой баланс двигателя

Из анализа цикла двигателя следует, что на совершение эффективной работы расходуется только часть теплоты, образующейся при сгорании топлива.

Для определения характера теплоиспользования и путей его улучшения, а также данных, необходимых при расчете системы охлаждения, следует установить, как расходуется введенная в двигатель теплота. С этой целью при исследовании двигателя определяют отдельные составляющие теплового баланса в зависимости от различных параметров, характеризующих условия эксплуатации (нагрузка, частота вращения, состав смеси и т. п.).

Уравнение теплового баланса (количество теплоты отнесено к единице времени)

$$Q_0 = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{ост}},$$

где Q_0 — общее количество теплоты, введенное в двигатель топлива на заданном режиме; Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; $Q_{\text{охл}}$ — теплота, отданная охлаждающей среде; Q_{Γ} — теплота, уносимая из двигателя с отработавшими газами; $Q_{\text{нс}}$ — часть теплоты топлива, теряемой вследствие неполного его сгорания; $Q_{\text{м}}$ — теплота, отданная маслу; $Q_{\text{ост}}$ — остаточный член, определяющий потери, не учтенные составляющими теплового баланса.

Тепловой баланс можно определять в процентах от всего количества введенной теплоты. Тогда

$$\left. \begin{aligned} q_e &= Q_e/Q_0 \cdot 100; & q_{\text{охл}} &= Q_{\text{охл}}/Q_0 \cdot 100; & q_{\Gamma} &= Q_{\Gamma}/Q_0 \cdot 100; \\ q_{\text{нс}} &= Q_{\text{нс}}/Q_0 \cdot 100; & q_{\text{м}} &= Q_{\text{м}}/Q_0 \cdot 100; & q_{\text{ост}} &= Q_{\text{ост}}/Q_0 \cdot 100. \end{aligned} \right\}$$

Очевидно

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\Gamma} + q_{\text{нс}} + q_{\text{м}} + q_{\text{ост}} = 100\%.$$

Общее количество теплоты, израсходованной в течение 1 с,

$$Q_0 = H_u G_T,$$

где G_T — в кг/с, а H_u — в Дж/кг.

Теплота (в Дж/с), эквивалентная эффективной мощности (в Вт)

$$Q_e = N_e.$$

Теплоту, передаваемую охлаждающей среде через стенки цилиндра, головку блока цилиндров, поршень и поршневые кольца, можно определить по уравнению

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} c_{\text{охл}} (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где $G_{\text{охл}}$ — количество охлаждающего вещества, прошедшего через двигатель, кг/с; $c_{\text{охл}}$ — теплоемкость вещества (для воды $c_{\text{в}} = 4186$ Дж/кг); $t_{\text{вых}}$ — температура охлаждающего вещества на выходе из двигателя, °С; $t_{\text{вх}}$ — то же на входе в двигатель, °С.

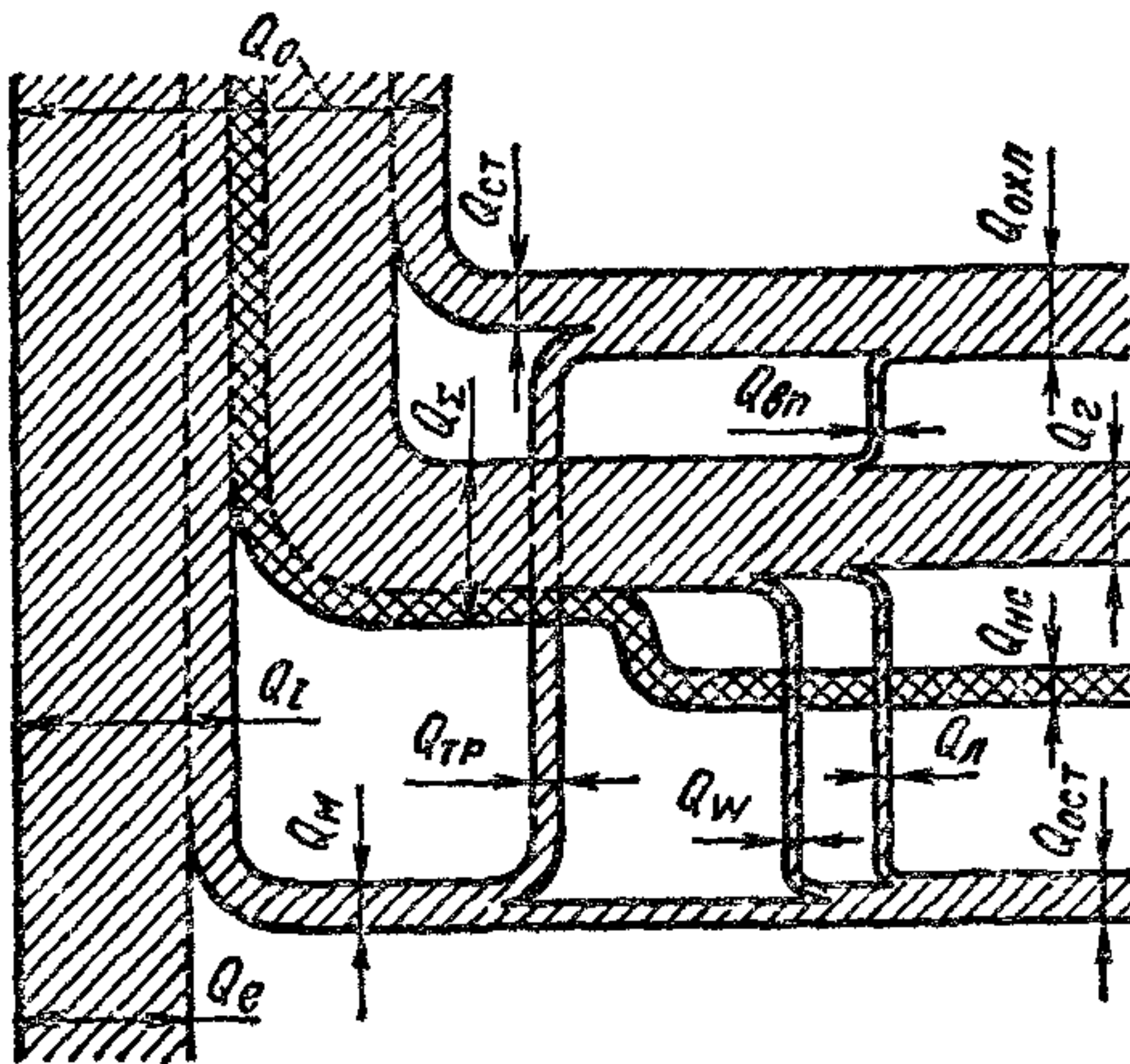


Рис. 139 Схема внутреннего баланса теплоты двигателя:

Q_0 — теплота, полученная при сгорании введенного в двигатель топлива, Q_i — теплота, эквивалентная индикаторной работе двигателя; Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; $Q_{\text{ст}}$ — теплота, переданная стенкам, ограничивающим внутрицилиндровый объем, $Q_{\text{охл}}$ — теплота, отданная охлаждающей среде; Q_{Σ} — общее количество теплоты, содержащейся в отработавших газах, $Q_{\text{м}}$ — теплота, эквивалентная работе, затрачиваемой на трение и привод вспомогательных механизмов; $Q_{\text{тр}}$ — теплота, переданная охлаждающей среде вследствие трения поршня и колец, $Q_{\text{нк}}$ — часть теплоты топлива, теряемой из-за химической неполноты сгорания; $Q_{\text{ост}}$ — остаточный член, $Q_{\text{в}}$ — теплота, соответствующая кинетической энергии отработавших газов; $Q_{\text{л}}$ — теплота, теряемая вследствие лучеиспускания; $Q_{\text{вп}}$ — теплота, отдаваемая отработавшими газами в охлаждающую систему в выпускном патрубке, $Q_{\text{г}}$ — теплота, уносимая из двигателя с отработавшими газами

Теплота, унесенная отработавшими газами,

$$Q_{\text{г}} = G_{\text{г}} [M_2 (\mu c_p'') t_{\text{г}} - M_1 (\mu c_p) t_0],$$

где $G_{\text{г}} M_2 (\mu c_p'') t_{\text{г}}$ — количество теплоты, удаленной из цилиндра с отработавшими газами, Дж/с; $G_{\text{г}} M_1 (\mu c_p) t_0$ — количество теплоты, введенной в цилиндр двигателя со свежим зарядом, Дж/с [$\mu c_p''$ и μc_p — мольные теплоемкости при постоянном давлении соответственно продуктов сгорания и свежего заряда, Дж/(кмоль·°С)]; $t_{\text{г}}$ — температура отработавших газов, измеренная за выпускным патрубком, °С; t_0 — температура свежего заряда на впуске в цилиндр двигателя, °С.

Теплоту $Q_{\text{м}}$ определяют путем измерения количества теплоты, отданной маслом воде в масляном холодильнике.

Величину $Q_{\text{нк}}$ при $\alpha \geq 1$ обычно отдельно не подсчитывают и включают в остаточный член $Q_{\text{ост}}$, который определяют по разности:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{м}}).$$

Если испытания проводятся при $\alpha < 1$, то не выделившуюся из-за неполноты сгорания теплоту подсчитывают по выражению

$$Q_{нс} = (\Delta H_u)_{хим} G_T,$$

где ΔH_u определяют по формуле (108), $Q_{нс}$ — в Дж/с.

На рис. 139 приведены составляющие внутреннего баланса теплоты двигателя при его работе без наддува. Примерные значения составляющих теплового баланса даны в табл. 20.

На рис. 140, а показана зависимость составляющих теплового баланса от частоты вращения карбюраторного двигателя ГАЗ-53.

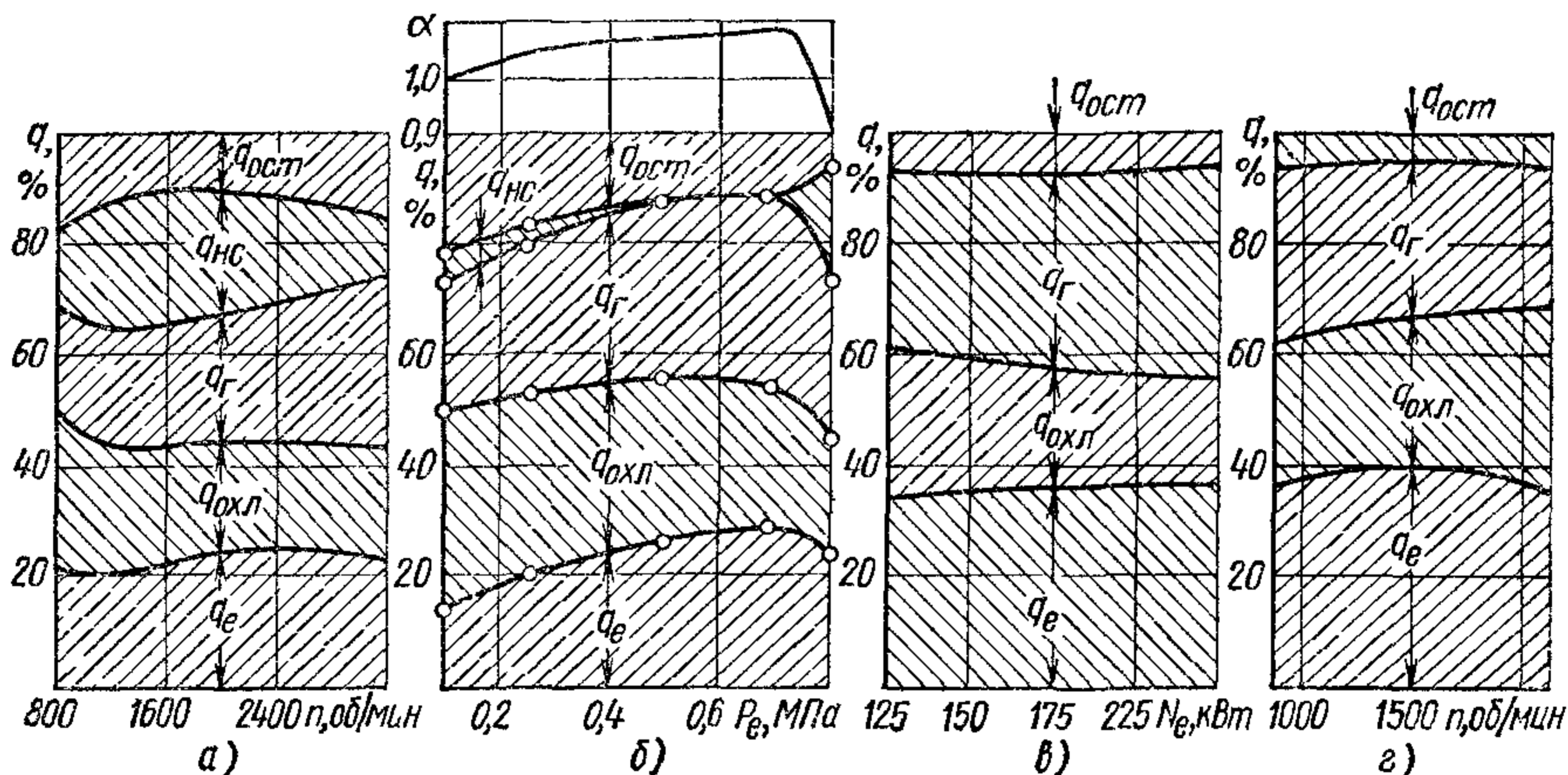


Рис. 140. Составляющие теплового баланса

С повышением частоты вращения увеличивается эффективно использованная теплота с 20 до 24%. Количество теплоты $Q_{охл}$ с ростом частоты вращения снижается с 30 до 20% при значительном увеличении теплоты $Q_{г}$. Теплота $Q_{нс}$ имеет наибольшее значение при $n = 1200 \div 1600$ об/мин. Теплота $Q_{м}$, совместно с $Q_{ост}$ составляет при средней частоте вращения около 10%, увеличиваясь при повышении и снижении частоты.

На рис. 140, б приведена нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-53. В верхней части рисунка показано изменение коэффициента α в зависимости от нагрузки.

20. Составляющие теплового баланса (в %)

Двигатель	$q_e = \eta_e$	$q_{охл}$	$q_{г}$	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
С искровым зажиганием	21—28	12—27	30—55	0—45	3—10
Дизель:					
без наддува	29—42	15—35	25—45	0—5	2—5
с наддувом	35—45	10—25	25—40	0—5	2—5

Зависимость составляющих теплового баланса от нагрузки в дизеле ЯМЗ-238Н с наддувом при $n = 2100$ об/мин показана на рис. 140, в. Эффективно используемая теплота составляет 36%.

При изменении нагрузки от полной до 50% эффективный КПД, определяемый величиной q_e , меняется всего на 2% от его максимального значения, достигаемого при $N_e = 0,88 N_{e\max}$. В охлаждающую среду отводится теплоты от 17% при полной нагрузке до 23% при $N_e = 0,5 N_{e\max}$; с отработавшими газами соответственно от 39 до 33%. Характер изменения составляющих теплового баланса по скоростной характеристике дизеля показан на рис. 140, г.

§ 2. Тепловая напряженность

Современная тенденция развития быстроходных автотракторных двигателей характерна стремлением их форсирования по скоростному режиму и среднему эффективному давлению. Такое направление развития приводит к росту механических и тепловых нагрузок. Последние главным образом и определяют предел форсирования двигателя.

Тепловая напряженность двигателя характеризует уровень температуры его основных деталей и определяет допускаемую из условий прочности применяемых материалов термическую нагрузку для них. Тепловая напряженность характеризует также условия работы трущихся пар.

В наиболее сложных условиях по тепловой напряженности находятся огневые днища головки блока цилиндров и поршня, температурные поля которых характеризуются значительной неравномерностью в различных зонах. Температура поверхности этих деталей и особенно поршня существенно влияет на условия эксплуатации двигателя и его надежность. Перегрев поршня, если при этом недостаточно хорошо смазываются сопряженные детали, вызывает закоксовывание колец, задиры рабочей поверхности поршня и гильзы и другие дефекты. Вследствие неравномерного поля температур в днище поршня и головке они деформируются, а степень тепловой напряженности их в зонах с разными температурами неодинакова, в результате чего возникают трещины и прогар в отдельных местах.

Достижения оптимальных условий по тепловому состоянию форсированного двигателя определяются рациональной конструкцией тепловоспринимающих деталей, полостей охлаждения и параметрами агрегатов системы охлаждения. Большое значение имеет также правильное соотношение между количеством теплоты, отдаваемой в охлаждающую двигатель среду и удаляемой из цилиндра с отработавшими газами. Особенно в случае газотурбинного наддува рациональное распределение отвода теплоты способствует повышению теплоиспользования и, следовательно, форсированию двигателя. При этом путем ввода в цилиндр большего массового количества воздуха и соответственно (для дизеля) работы

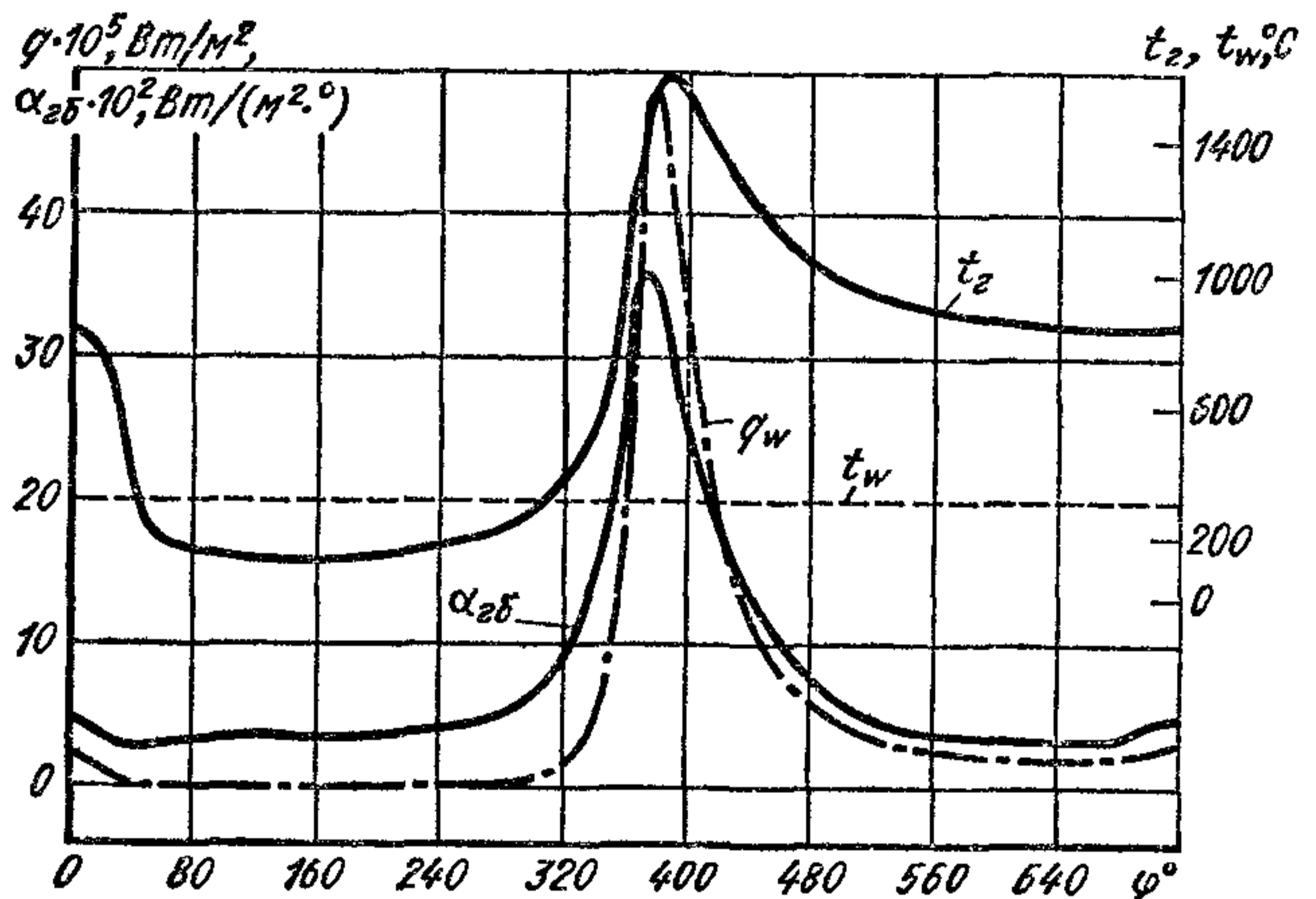
на больших нагрузках с более высоким значением α можно существенно снизить тепловую напряженность двигателя.

Таким образом, изучение факторов, влияющих на тепловую напряженность ответственных деталей двигателя имеет большое значение для обеспечения надежной его эксплуатации.

В двигателе внутреннего сгорания тепловая напряженность основных деталей определяется величиной и характером протекания тепловых потоков. Конструктивная сложность деталей, различие условий охлаждения по поверхности деталей, неоднородность термодинамических параметров рабочего тела по объему камеры сгорания приводят к тому, что условия теплоотдачи по поверхности деталей, ограничивающих внутрицилиндровый объем,

Рис. 141. Характер изменения удельного теплового потока от рабочего тела к днищу головки блока цилиндра дизеля:

$n = 2100$ об/мин, $p_k = 0,175$ МПа; $\alpha = 1,55$; точка измерения z (см. рис. 142, б); $\alpha_{\text{ср}} = 950$ Вт/(м²·°С); $q_{\text{ср}} = 640 \cdot 10^3$ Вт/м²



неодинаковы. Вследствие этого тепловые потоки, проходящие через отдельные участки теплопередающей поверхности, различны. В процессе осуществления цикла теплопередающая поверхность меняется. Указанные и другие факторы, сопутствующие протеканию отдельных стадий цикла (вихревое течение газов, гидродинамические процессы при впуске и выпуске, изменение состояния рабочего тела при сгорании и т. д.) существенно влияют на характер тепловых потоков.

Удельный тепловой поток в Вт/м²

$$q = \frac{Q}{F},$$

где Q — количество теплоты, проходящей через рассматриваемую поверхность детали, Вт; F — рассматриваемый участок поверхности, м².

Тепловые потоки в двигателе имеют ярко выраженный нестационарный характер.

На рис. 141 в качестве примера показан для одного из участков поверхности основного днища головки характер удельного теплового потока от рабочего тела, находящегося в цилиндре, к стенке

в зависимости от времени (угла поворота коленчатого вала четырехтактного автомобильного двигателя типа ЯМЗ).

При впуске вследствие того, что температура поступающего воздуха ниже температуры поверхности, ограничивающей внутрицилиндровый объем, теплота от стенок передается воздуху (см. гл. IV). Затем в процессе сжатия по мере повышения температуры свежего заряда (см. гл. V) начинается отвод теплоты от него в стенки. Количество передаваемой теплоты в стенки значительно возрастает в период сгорания. При расширении вплоть до выпуска отработавших газов отвод теплоты в стенки продолжается.

На рис. 141 приведены также значения средней температуры газа в цилиндре, подсчитанной по характеристическому уравнению по индикаторной диаграмме, средней температуры стенки в рассматриваемой зоне t_w , измеренной термопарой. На графике показана зависимость коэффициента теплоотдачи от газа к стенке от угла поворота коленчатого вала, подсчитанная по уравнению

$$\alpha_{гб} = q_w / (t_g - t_w).$$

Распределение отдачи теплоты в стенки по стадиям цикла приведено в табл. 21.

21. Количество теплоты, переданной тепловоспринимающей поверхности в различные стадии цикла

Двигатель	Количество теплоты, %		
	Сжатие	Рабочий ход	Выпуск
С искровым зажиганием	1,0—2,0	63—70	29—35
Дизель	5,0—8,0	70—90	5—22

Относительное количество теплоты от всей введенной с топливом и воспринимаемой головкой блока в зависимости от нагрузки меняется от 11 до 19%. Из общего количества теплоты, переданной головке блока, от 10 до 37% отводится в стенки выпускного канала. Это заметно уменьшает энергию отработавших газов, возможную для использования при газотурбинном наддуве.

Наиболее напряженными деталями в тепловом отношении в четырехтактном двигателе являются выпускные клапаны. Продувка цилиндра воздухом в период перекрытия клапанов, которая применяется, например, при наддуве, — эффективный способ охлаждения клапанов.

На рис. 142 показано поле температур t_w деталей исследованного дизеля в зависимости от нагрузки, коэффициента α при различных p_k , скоростных режимах и давлении наддува. Значения t_w в различных зонах поверхности одной и той же детали разные. Это определяет сложный характер степени тепловой напряженности днища поршня и головки, что должно учитываться при их конструировании для получения необходимой равнопрочности и обеспе-

чения требуемого отвода теплоты в охлаждающую среду. С увеличением нагрузки p_i и соответствующим при $p_k = \text{const}$ снижением α , а также с повышением частоты вращения увеличивается удельный поток и, как следствие, растет t_w во всех зонах. Например, температура поверхности огневого днища головки при $n = 1300$ об/мин,

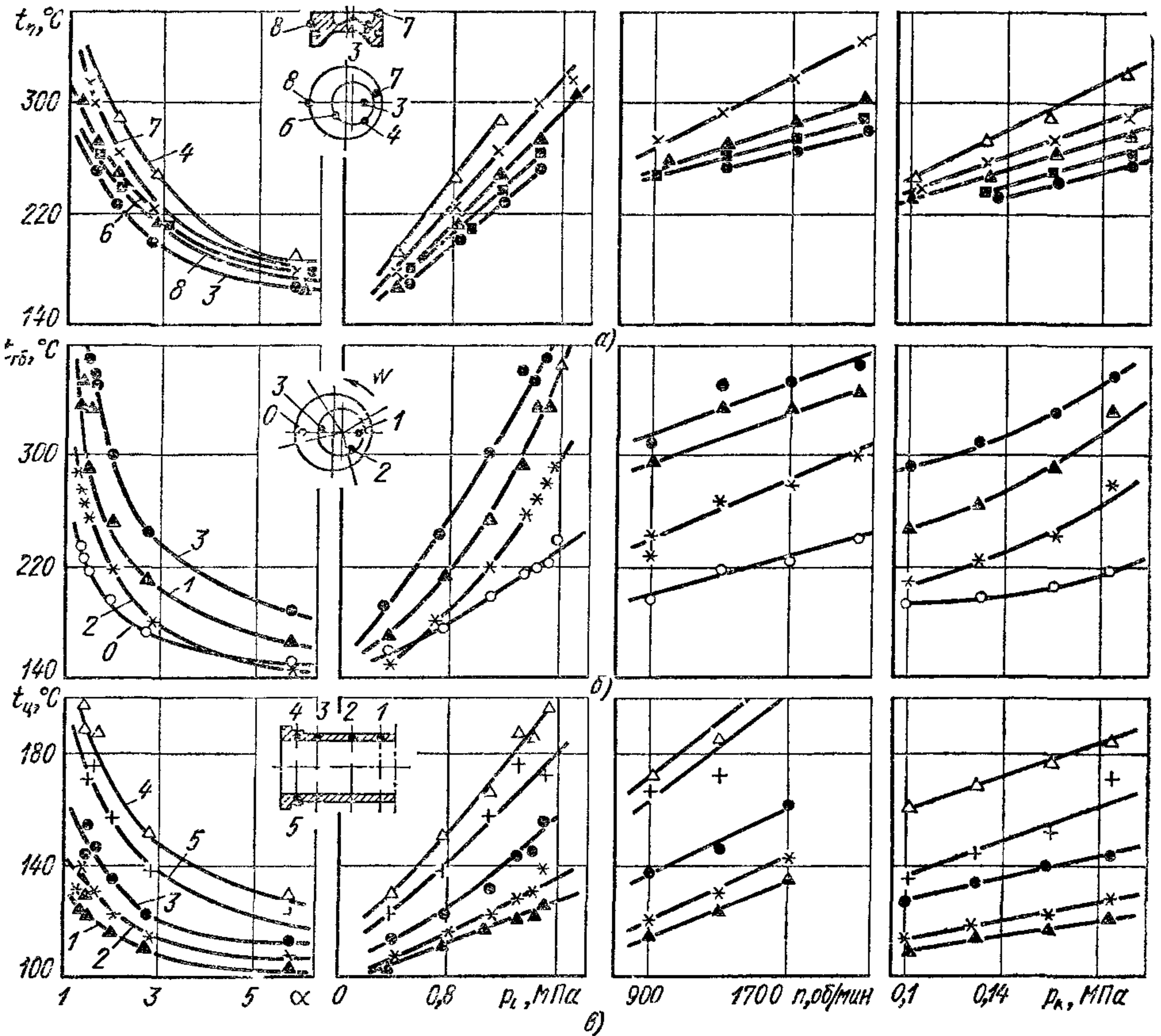


Рис. 142. Поле температур в различных зонах деталей дизеля в зависимости от α , n , p_i и p_k :

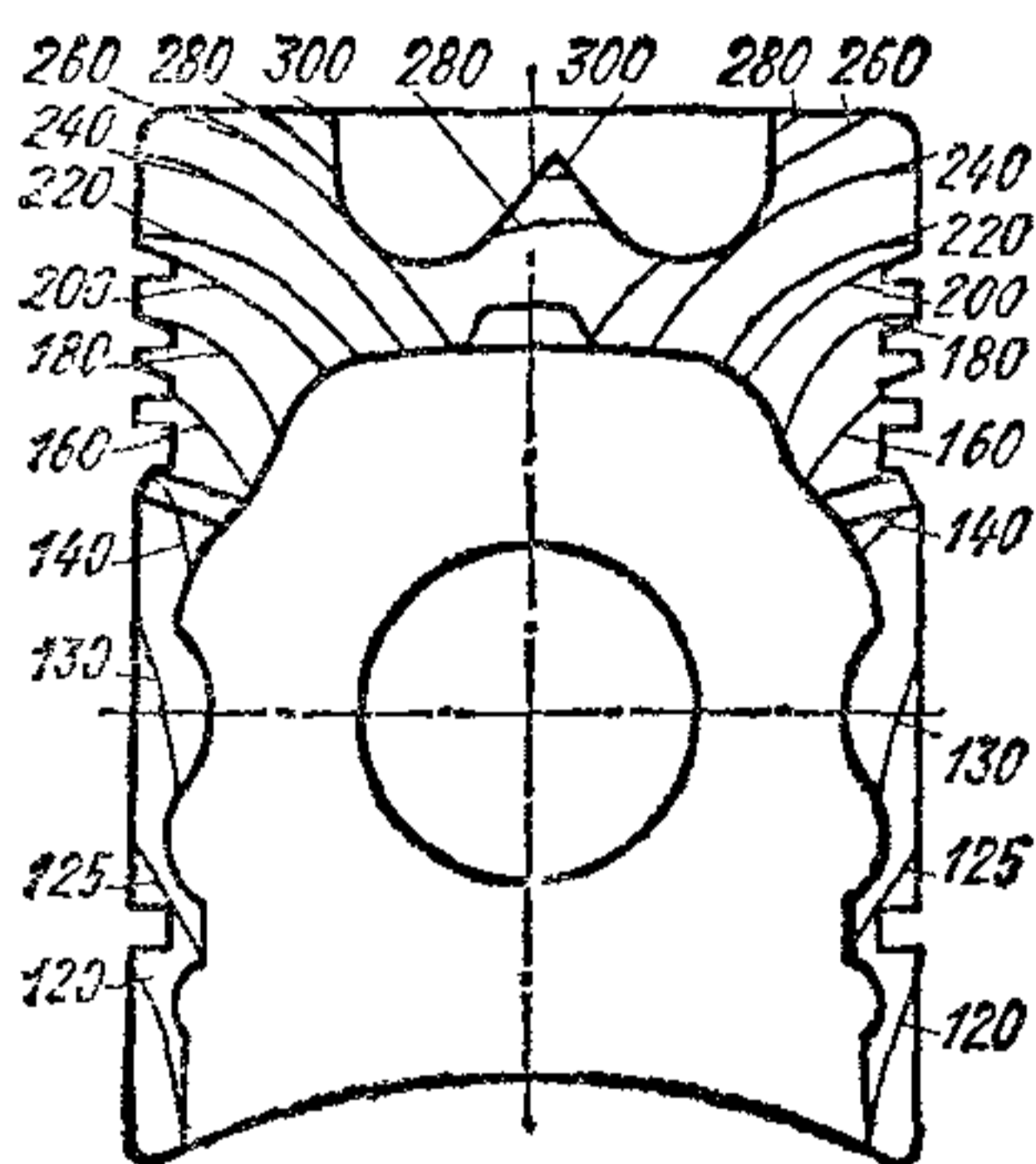
а — днище поршня; б — головка блока цилиндра; в — гильзы цилиндра. Цифры у кривых относятся к зонам, где производились измерения

$p_k = 0,17$ МПа и полной нагрузке ($p_i = 1,56$ МПа) на периферии равна 230°C , а в зоне, расположенной близко к центру, 380°C . При повышении p_k зависимость $t_w = f(\alpha)$ меняется практически эквидистантно (см. рис. 142).

Температура поверхности поршня существенно различна в зонах, где производились измерения. В этих зонах при высоких нагрузках (и соответственно p_k) и скоростных режимах $t_w = 320^\circ$, а в зонах менее напряженных в тепловом отношении при этих же нагрузках $t_w = 260^\circ$.

На рис. 143 показано температурное поле днища поршня дизеля ЯМЗ-238. Поле температур по отношению к оси цилиндра практически симметрично. Исследования показали существенное влияние на t_w головки и поршня изменения угла опережения начала впрыска топлива. По мере увеличения угла $\varphi_{впр}$ температура t_w во всех исследованных зонах повышается. При увеличении $\varphi_{впр}$ от 20° до 40° t_w в отдельных зонах головки возрастает линейно примерно на 70° , а поршня — на 60° .

В тепловоспринимающих деталях карбюраторного двигателя, изготовленных из алюминия, температура в различных зонах ниже, чем у дизеля. По данным ЗИЛ, температура днища алюминиевой головки блока, не имеющей накипи, в плоскости прилегания го-



ловки к блоку цилиндров на режиме максимальной мощности ($N_e = 110$ кВт), $n = 3200$ об/мин) при температуре охлаждающей воды $t_v = 90^\circ\text{C}$ составляет 150°C , а бобышек для болтов крепления головки к блоку 170°C . При наличии большого количества накипи температура по сравнению с головкой, не имеющей накипи, по бобышкам возрастает до 50°C .

Повышенные тепловые напряжения в днище поршня карбюраторных двигателей возникают при ненормальном детонационном сгорании или калильном зажигании.

В дизеле из-за относительно большей длительности протекания процесса сгорания теплота частично передается излуче-

Рис. 143. Распределение температур (в $^\circ\text{C}$) по днищу поршня дизеля ЯМЗ-238

нием. В этом случае теплота в меньшей степени передается в стенки гильзы цилиндра, в большей — в днище поршня и головки. По сравнению с карбюраторным двигателем больший тепловой поток проходит через указанные поверхности и особенно через днище поршня. Этому способствует также большая плотность заряда в дизеле вследствие более высокой степени сжатия и наддува.

Исследования показали, что на тепловую напряженность отдельных зон тепловоспринимающих поверхностей двигателя значительно влияет передача теплоты излучением. Это особенно относится к условиям передачи теплоты в центральной зоне днища головки дизеля, а также к передаче теплоты кромками его поршня.

**СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВОМ
ЗАЖИГАНИЕМ**

Образование топливовоздушной смеси в карбюраторных двигателях с внешним смесеобразованием, в частности с воспламенением от искры, происходит в системе впуска и предшествует воспламенению заряда. Условием образования однородной топливовоздушной смеси является равномерное распределение паров топлива в воздухе, т. е. одинаковое соотношение между числом молекул топлива и числом окружающих их молекул кислорода воздуха во всем объеме камеры сгорания. Такое условие может быть соблюдено, если топливо и воздух образуют гомогенную топливовоздушную смесь, при этом необходимо, чтобы топливо полностью испарилось.

В карбюраторных двигателях процесс смесеобразования начинается в карбюраторе, продолжается во впускном трубопроводе и завершается в цилиндре.

Сложность получения однородной топливовоздушной смеси при внешнем смесеобразовании определяется тем, что топливо и воздух начинают смешиваться при двухфазном состоянии топлива, т. е. когда часть топлива находится в паровой фазе, а часть в жидкой.

В современных быстроходных двигателях на процесс смесеобразования отводится малый отрезок времени.

Для ускорения испарения топлива, впрыскиваемого в воздушный поток, его струя должна быть раздроблена на очень мелкие капли, с поверхности которых происходит диффузия испаряющегося топлива в воздух.

При этом осуществляются как молекулярная, так и турбулентная диффузия, т. е. происходит взаимное проникновение молекул и малых объемов топлива и воздуха. Этот процесс в некоторой степени определяется свойствами компонентов, образующих топливовоздушную смесь, но в большей мере — интенсивностью турбулентности потоков воздуха и паров топлива.

Трудность образования однородной бензовоздушной смеси заключается также и в том, что соотношение объемов компонентов (полностью испаренного бензина и воздуха) составляет примерно 1 : 50. При равных объемах смешиваемых компонентов, например при смешивании воздуха и природного газа (метана), для сжигания которого необходимо лишь в 9 раз больше количество воздуха по объему, получить однородную смесь значительно легче.

В зависимости от типа двигателей различают внешнее смесеобразование следующих видов: 1) карбюрация; 2) впрыск легкого топлива во впускной трубопровод, осуществленный либо непрерывной подачей топлива во впускной трубопровод, либо порциями — в период, когда открыт впускной клапан; 3) форкамерно-факельное; 4) газовое.

Наибольшее распространение в двигателях с искровым зажиганием получило смесеобразование, осуществляемое методом карбюрации легкого топлива.

§ 1. Общие сведения о карбюрации

Карбюрацией называется процесс приготовления горючей смеси. Этот процесс включает в себя движение воздуха через карбюратор и по впускному тракту двигателя, топлива по каналам в корпусе карбюратора, через калиброванные отверстия, дозирующие расход топлива (топливные жиклеры) и через клапаны дополнительных устройств карбюратора; истечение топлива или бензовоздушной эмульсии из распылителей, распыливание топлива в воздушном потоке, испарение и перемешивание с воздухом.

Дозировка топлива и воздуха, осуществляемая карбюратором до поступления смеси в цилиндр, является начальной фазой смесеобразования. Процесс завершается в цилиндре в течение впуска и сжатия подготовкой горючей смеси к принудительному воспламенению электрической искрой.

На карбюрацию влияют следующие факторы:

1. **Время.** В современных быстроходных двигателях на приготовление горючей смеси отводятся сотые доли секунды. Чем быстроходнее двигатель, тем меньше времени приходится на смесеобразование и тем труднее осуществлять высокое качество карбюрации. Так, например, если частота вращения вала двигателя равна 3000 об/мин, то время на смесеобразование составляет немногим более 0,02 с. За такой малый промежуток времени необходимо образовать смесь с высоким содержанием паров топлива, хорошо перемешать топливо с воздухом, а также равномерно распределить пары топлива в воздухе во всех цилиндрах и в объеме каждого цилиндра.

2. **Температура смеси.** Состояние окружающей среды (температура, давление и влажность воздуха), режим работы двигателя и свойства топлива определяют тепловое состояние смеси в процессе карбюрации. При возрастании температуры смеси интенсивность испарения топлива увеличивается, что улучшает качество смесеобразования; при этом повышается теплоиспользование (растет индикаторный КПД двигателя).

3. **Конструктивные схемы и качество обработки элементов впускной системы и камеры сгорания.** Принципиальная схема карбюратора, конструкция его узлов, число и расположение карбюраторов, система подогрева смеси, качество поверхности, форма и сечение впускного трубопровода, форма камеры сгорания в значительной

мере определяют возможность равномерного распределения смеси и получения ее однородного состава по цилиндрам на разных режимах работы двигателя, в том числе и на неустановившихся режимах, наиболее характерных для автомобиля.

4. Качество топлива. В зависимости от свойств бензина испарение может протекать с неодинаковой интенсивностью. Бензин состоит из различных углеводородов, которые характеризуются разной испаряемостью. Повышенное содержание в бензине легких фракций обуславливает высокое содержание паров в смеси, лучшую равномерность распределения топлива в воздухе и более легкий пуск двигателя.

5. Режимы работы двигателя. Температура окружающего воздуха и впускного трубопровода.

Эффективное сгорание бензина в камере сгорания двигателя (см. гл. VI) обеспечивается при определенном соотношении между количеством топлива и воздуха в смеси.

Карбюратор в соответствии с режимом двигателя изменяет количество смеси и ее состав. Во время работы двигателя на холостом ходу и малых нагрузках смесь необходимо обогащать. При повышении нагрузки от холостого хода до значения, соответствующего эффективному обеднению, количество смеси, поступающей в цилиндры, будет увеличиваться и смесь нужно обеднять. При дальнейшем повышении нагрузки до полной, когда необходимо получить максимальную мощность, топливовоздушную смесь надо вновь обогащать.

Пределы изменения состава смеси в карбюраторных двигателях для широкого диапазона скоростных и нагрузочных режимов характеризуются значениями коэффициента избытка воздуха: $\alpha_{\min} \approx 0,6$ и $\alpha_{\max} \approx 1,2$.

Карбюратор должен обеспечивать удовлетворение следующих основных требований.

1. Достижение в зависимости от режима работы двигателя такого сочетания количественного и качественного регулирования массы и состава поступающей в цилиндры топливовоздушной смеси, при котором создаются оптимальные условия эксплуатации двигателя (наибольшая мощность или наилучшая экономичность и наименьшая токсичность отработавших газов при устойчивой работе двигателя на всех режимах).

2. Максимально возможное равномерное распределение топлива в воздушном потоке на всех режимах работы двигателя. Этим достигается большая возможность получения однородного состава смеси по цилиндрам, при котором обеспечиваются одинаковые условия для ее воспламенения и сгорания во всех цилиндрах. Равномерное распределение смеси по цилиндрам позволяет осуществить процесс сгорания при использовании более бедного среднего состава смеси, что способствует улучшению экономичности двигателя и понижению токсичности отработавших газов.

3. Надежный пуск двигателя в разных температурных условиях и его устойчивую работу при малой частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу.

4. Возможность соответствующего изменения регулировки систем карбюратора в зависимости от технического состояния двигателя и условий эксплуатации.

5. Сохранение установленной регулировки всех систем карбюратора в течение длительного времени эксплуатации двигателя.

6. Простота и надежность конструкции, облегчающие обслуживание и ремонт всех его систем.

§ 2. Физические основы процесса карбюрации

Особенностью процесса карбюрации является одновременное протекание в смесеобразующей системе всех взаимодействующих физических процессов. Для более полного анализа этого взаимодействия рассмотрим отдельно характер протекания отдельных процессов.

Распыливание топлива. Струя топлива, движущаяся в каналах карбюратора при отсутствии змульсирования, попадает в поток воздуха в диффузоре. За счет кинетической энергии движущегося воздуха топливо приобретает форму конуса с вершиной в устье распылителя и начинает распыливаться.

Характер распыливаемой струи топлива во многом зависит от его свойств. Например, для топлива, обладающего более высоким коэффициентом поверхностного натяжения, требуется больше энергии на распыливание (дробление) струи. Поэтому при одинаковых разрежениях в диффузоре такое топливо дробится на более крупные капли, на которые действуют большие усилия, отклоняющие их от оси потока. Вследствие этого топливо образует конус с большим углом при вершине и интенсивнее оседает на стенках смесительной камеры карбюратора.

На характер распыливания влияет также температура топлива. С повышением температуры работа, затрачиваемая на разрушение поверхностной пленки топлива, уменьшается.

В тех случаях, когда в топливный канал подается воздух, дробление топлива на капли начинается до момента начала истечения топлива в основной воздушный поток; при этом облегчается последующее испарение топлива. Равномерное и достаточно мелкое дробление топлива снижает наличие токсических компонентов в продуктах сгорания.

Испарение топлива. Испарение практически начинается с момента начала его истечения и в основном происходит в движущемся воздушном потоке. Чем выше скорость движения потока, тем интенсивнее протекает процесс.

Более мелкие капли преимущественно легких фракций бензина успевают испариться в смесительной камере карбюратора. Частицы топлива, не успевшие испариться, увлекаются воздухом и испаряются при движении смеси по впускному тракту и в цилиндрах двигателя.

Наиболее крупные капли топлива оседают на стенках смесительной камеры, а также на внутренней поверхности впускного трубопровода недалеко от карбюратора, образуя топливную пленку. На последующих участках впускного тракта интенсивность образования пленки уменьшается.

Топливная пленка, увлекаемая потоком воздуха, движется по внутренним стенкам трубопровода, но со значительно меньшими скоростями, чем воздух в смеси с испарившимся топливом и со взвешенными в нем капельками бензина. Часть пленки по мере ее перемещения начинает испаряться.

Интенсивность образования пленки зависит от свойств топлива, режима работы двигателя, его теплового состояния и конструкции впускного трубопровода. Для уменьшения образования пленки впускной трубопровод обогревают отработавшими газами или охлаждающей жидкостью. В некоторых впускных системах имеются зоны интенсивного подогрева смеси, которые обычно размещают против вертикальной части впускного трубопровода, непосредственно за карбюратором.

Одной из причин неравномерного распределения смеси по цилиндрам является неодинаковое расстояние, на которое перемещается смесь при движении от карбюратора до цилиндров. Неравномерное распределение жидкой фазы (пленки) приводит к различному составу рабочей смеси в цилиндрах и ухудшению мощностных и экономических показателей двигателя.

Распределение топливной пленки по длине и контуру впускного трубопровода зависит от конструктивной формы трубопровода, температуры его стенок, режима работы двигателя.

При проникновении топливной пленки или капель неиспарившегося топлива в цилиндры двигателя разжижается и смывается смазка со стенок цилиндров, вследствие чего повышается износ деталей цилиндро-поршневой группы. Топлива, имеющие более тяжелые фракционные составляющие, вызывают повышенные износ цилиндры-поршневой группы. Повышение температуры подогрева смеси в некоторой степени снижает износ деталей вследствие более интенсивного испарения тяжелых фракций бензина, оседающих в пленке.

Перемешивание топлива с воздухом. Начиная с момента начала истечения топлива из распылителя в поток воздуха происходит перемешивание воздуха с испарившимся и неиспарившимся топливом. Чем меньше капли взвешенного в воздухе топлива, тем они подвижнее и тем однороднее по составу будет смесь.

Практика показывает, что в цилиндры двигателя топливо поступает не полностью испарившимся. В цилиндре происходит теплообмен между поступившей горючей смесью и остаточными газами и подвод теплоты к заряду от горячих поверхностей деталей, а также нагревание смеси вследствие сжатия. Это способствует дальнейшему испарению топлива, поступившего в жидкой фазе в цилиндры двигателя.

§ 3. Характеристики карбюратора и методы их получения

Идеальный карбюратор. Установившийся режим работы двигателя определяется частотой вращения коленчатого вала n , положением дроссельной заслонки карбюратора λ и коэффициентом избытка воздуха α . Коэффициент α должен иметь вполне определенное значение, при котором обеспечиваются оптимальные для данного режима величины, развиваемой двигателем мощности N_e и удельного расхода топлива g_e .

Карбюратор, обеспечивающий характеристики оптимального регулирования двигателя на всех режимах, в том числе и на неустановившихся, называется идеальным карбюратором. Требования к идеальному карбюратору, характеризуемые внешними скоростными и нагрузочными характеристиками идеального карбюратора, могут быть получены на основе анализа регулировочных характеристик двигателя по составу смеси.

Регулировочные характеристики. При неизменном положении дроссельной заслонки и $n = \text{const}$ (см. гл. IX) минимальный удельный расход топлива достигается при более бедной смеси, чем наибольшая мощность.

Для определения соответствия состава смеси режиму работы двигателя необходимо иметь серию регулировочных характеристик при трех-четырёх положениях дроссельной заслонки и на трех-четырёх скоростных режимах. Такие данные целесообразно получать при минимальной устойчивой частоте вращения n_{min} по внешней скоростной характеристике, а также при скоростных режимах, соответствующих номинальной мощности $n_{\text{ном}}$ и максимальному крутящему моменту двигателя $n_{M_{\text{max}}}$. Если необходимо большее число характеристик, то выбирают промежуточные значения частоты вращения между указанными режимами.

Положение дроссельной заслонки выбирают так, чтобы максимумы кривых мощности на регулировочных характеристиках были равномерно распределены в зонах больших, средних и малых нагрузок и составляли примерно 100, 75 и 25% номинальной мощности двигателя.

Характеристики идеального карбюратора. Характеристиками идеального карбюратора называются зависимости коэффициента избытка воздуха α от разрежения в диффузоре или расхода воздуха при оптимальном регулировании двигателя и работе его на различных режимах.

На рис. 144 приведены регулировочные характеристики двигателя, полученные при полностью открытой дроссельной заслонке, на трех скоростных режимах.

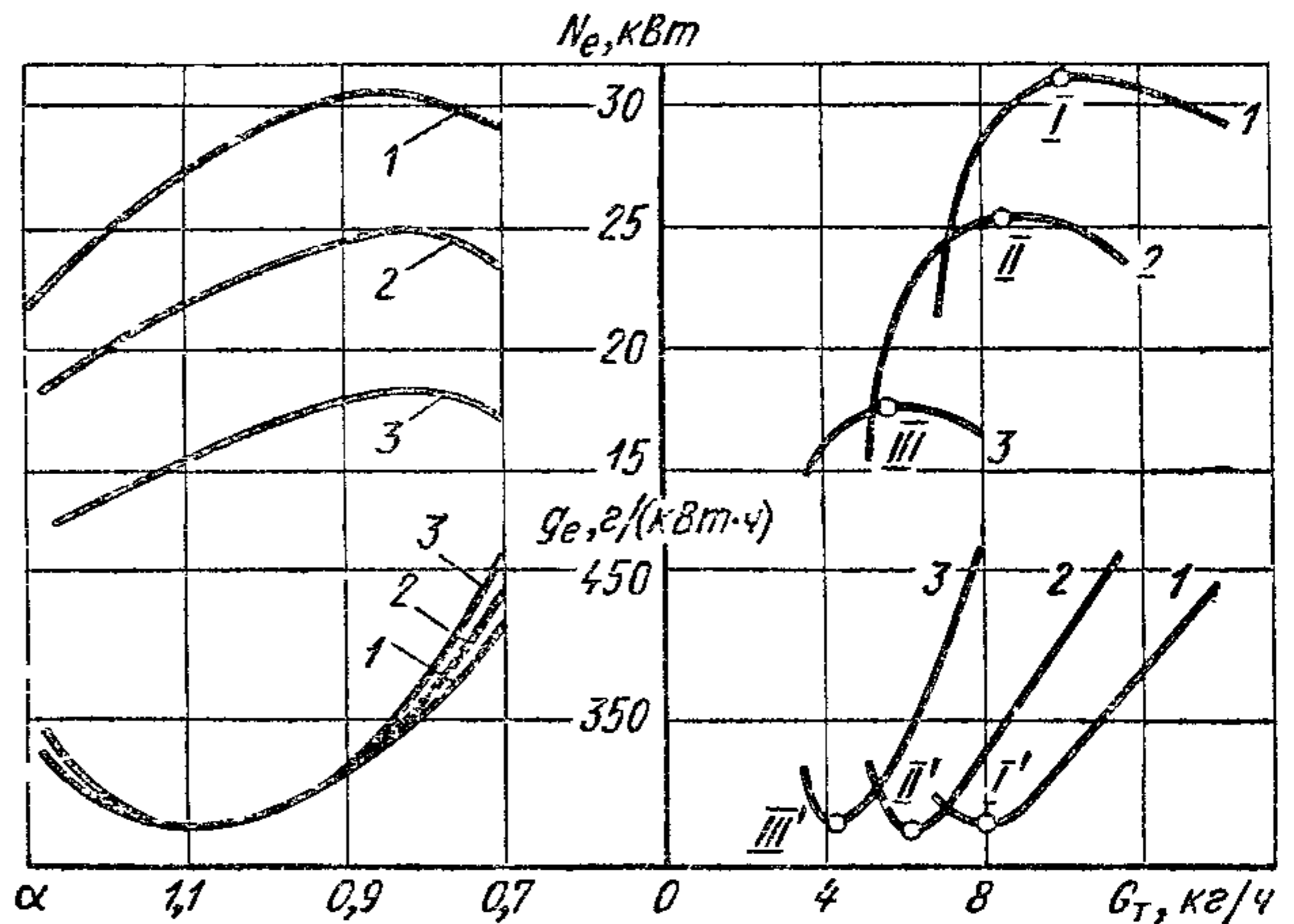
Зависимости $\alpha = f(n)$, построенные по точкам I—III, соответствующим $N_{e_{\text{max}}}$, и точкам I'—III', отвечающим $g_{e_{\text{min}}}$, при полностью открытой дроссельной заслонке, называют внешней скоростной характеристикой идеального карбюратора (рис. 145).

При уменьшении n необходимо несколько обогатить смесь при регулировках карбюратора на мощностной (α_M) и, в меньшей сте-

пени, на экономичный ($\alpha_{э}$) состав. В зоне небольших частот вращения качество распыливания топлива ухудшается в связи с уменьшением скорости движения горючей смеси во впускном тракте. Влияние фаз газораспределения на необходимый состав смеси при изменении скоростного режима проявляется в изменении характера

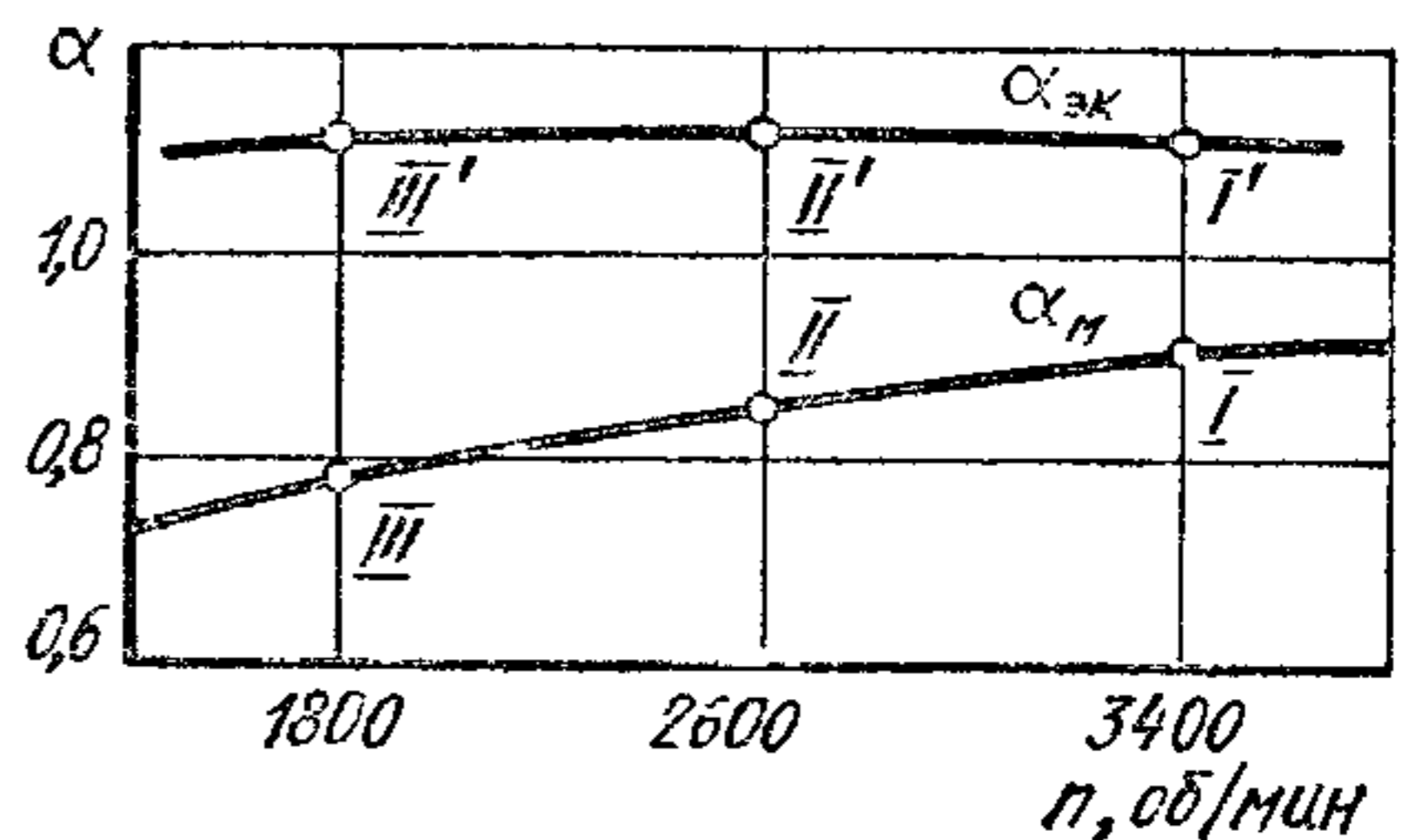
Рис. 144. Регулировочные характеристики по составу смеси двигателя МЗМА-407 при полностью открытой дроссельной заслонке:

1 — $n = 3400$ об/мин; 2 — $n = 2600$ об/мин; 3 — $n = 1800$ об/мин



пульсационных явлений в системе впуска. При уменьшении n для нормального протекания процесса сгорания необходимо несколько обогащать смесь с учетом ухудшения распределения ее по цилиндрам.

Рис. 145. Внешние характеристики идеального карбюратора, построенные по данным регулировочных характеристик двигателей



На рис. 146 приведена серия регулировочных характеристик по составу смеси двигателя ГАЗ-51. Точки 1, 2, 3 соответствуют максимальной мощности, а точки 1', 2', 3' — наименьшим удельным расходам топлива при каждом положении дроссельной заслонки. Отмеченные точки соединены штриховыми линиями.

Показанные на рис. 147 зависимости $\alpha = f(G_B)$ называют нагрузочными характеристиками идеального карбюратора.

Автомобильный карбюраторный двигатель работает на различных режимах, определяемых в основном двумя параметрами: положением дроссельной заслонки и частотой вращения коленчатого вала. Поэтому характеристики оптимального регулирования иде-

ательного карбюратора можно представить в виде ряда кривых $G_T = f(G_B)$ и $\alpha = f(G_B)$, как показано на рис. 147.

Каждая кривая является идеальной нагрузочной характеристикой для данного скоростного режима. Верхняя огибающая (кривая α) и нижняя огибающая (кривая G_T) ограничивают область регулирования и характеризуют наиболее экономичную работу двигателя на частичных нагрузках. Область, заключенная между

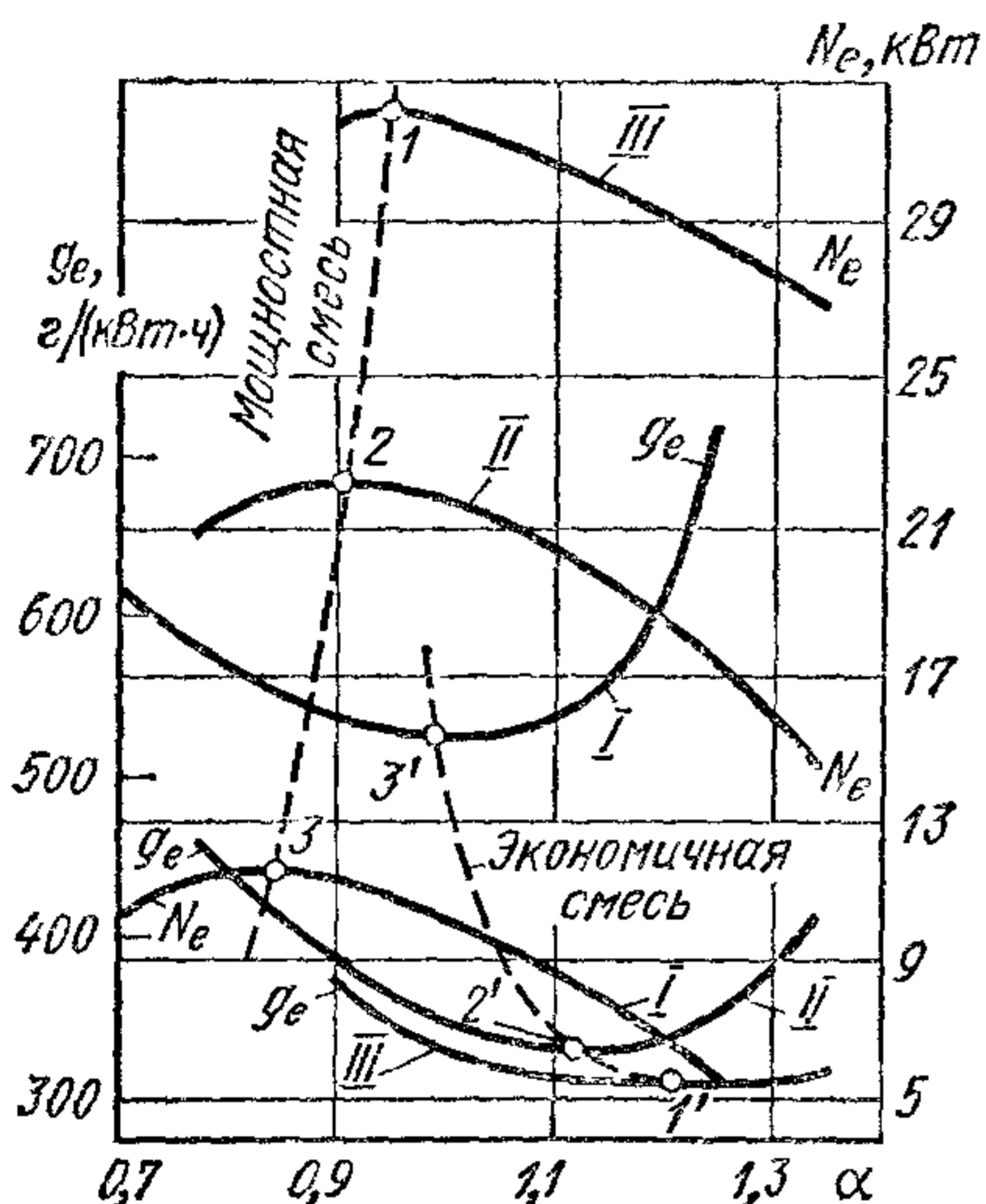


Рис. 146. Регулировочные характеристики по составу смеси (двигатель ГАЗ-51, $n = 2000$ об/мин) при различной нагрузке:

I — 25%; II — 50%; III — 75%

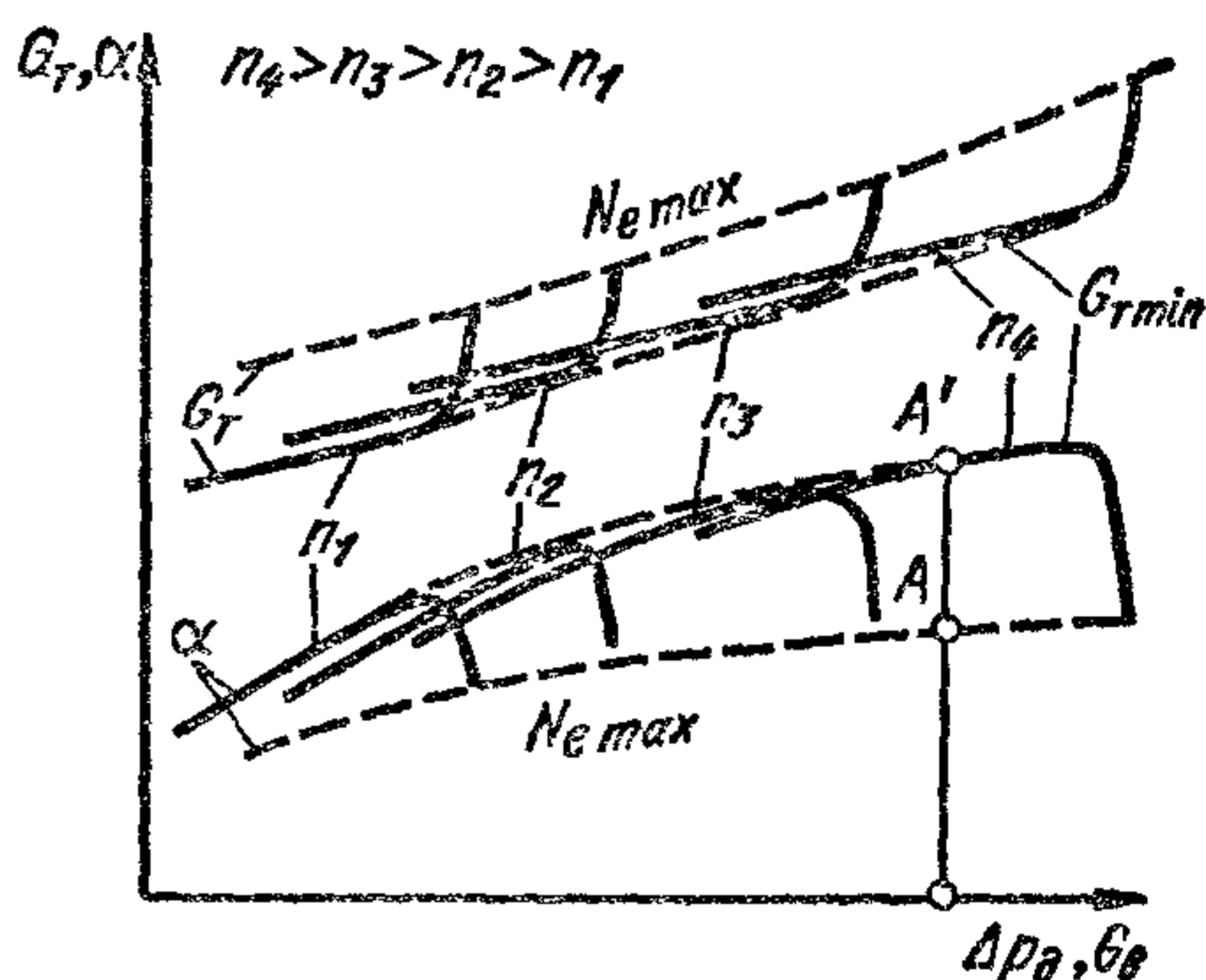


Рис. 147. Нагрузочная характеристика идеального карбюратора

верхней и нижней ограничивающими кривыми, представляет собой зону возможного регулирования состава смеси. Отрезок любой вертикальной прямой между ограничивающими кривыми (например, AA') показывает пределы изменения коэффициента α для данной частоты вращения и определенной нагрузки двигателя, при которых расход воздуха постоянен.

§ 4. Рабочий процесс элементарного карбюратора

Основой любого карбюратора является простейший — элементарный карбюратор. Для того чтобы приблизить его характеристику к идеальной, применяют различные системы компенсации, а также вспомогательные устройства. Поэтому изучение рабочего процесса современного карбюратора целесообразно начинать с рассмотрения рабочего процесса элементарного карбюратора.

На рис. 148 показана схема элементарного (одножиклерного) карбюратора. Воздух через воздушный фильтр 1, минуя воздушную заслонку 2, поступает в диффузор 3, который имеет форму насадки «Вентури». В поплавковой камере 4 поддерживается постоянный уровень бензина, незначительно меняющийся в реальных условиях

в зависимости от режима работы. Топливо проходит через жиклер 5 (калиброванное отверстие) под действием перепада давлений между поплавковой камерой карбюратора и диффузором. Оно вытекает через распылитель 6 в зону, где скорость воздушного потока и разрежение близки к максимальным. Из смесительной камеры 8 смесь воздуха и распыленного топлива по впускному трубопроводу 7 направляется в цилиндры двигателя.

Течение воздуха по впускному тракту. Воздух из атмосферы проходит через воздухоочиститель, где задерживаются взвешенные в воздухе частицы пыли, и поступает в воздушный патрубок карбюратора, в котором расположена воздушная заслонка 2 с автоматическим клапаном. Воздушный патрубок при работе двигателя, за исключением режимов пуска (когда воздушная заслонка закрыта), не оказывает значительного сопротивления потоку воздуха, так как сечение патрубка достаточно велико.

Из воздушного патрубка воздух направляется в диффузор, где скорость его значительно возрастает, а давление снижается. Для уменьшения потерь при течении воздуха применяют диффузор с углами на входе 30° и на выходе 7° и с плавным переходом профиля. В практике профиль диффузоров, особенно для карбюраторов с одним диффузором, отличается от оптимального вследствие необходимости уменьшения высоты карбюратора. При отступлении от наивыгоднейшего соотношения размеров диффузора струя движущегося потока сжимается, что, в свою очередь, приводит к смещению зоны наибольших разрежений по ходу движения воздуха. Движение воздушного потока в диффузоре карбюратора в широком диапазоне режимов имеет турбулентный характер. Турбулентное движение воздуха с интенсивными завихрениями необходимо для лучшего дробления топлива, вытекающего из распылителя со значительной скоростью.

По уравнению неразрывности расход воздуха в любом сечении, в том числе и в сечении $X-X$ остается постоянным и выражается формулой

$$G_B = w_x f_x \rho_x = \text{const}, \quad (229)$$

где G_B — количество воздуха, протекающего по впускному каналу в единицу времени, кг/с; w_x — скорость воздуха в сечении $x-x$

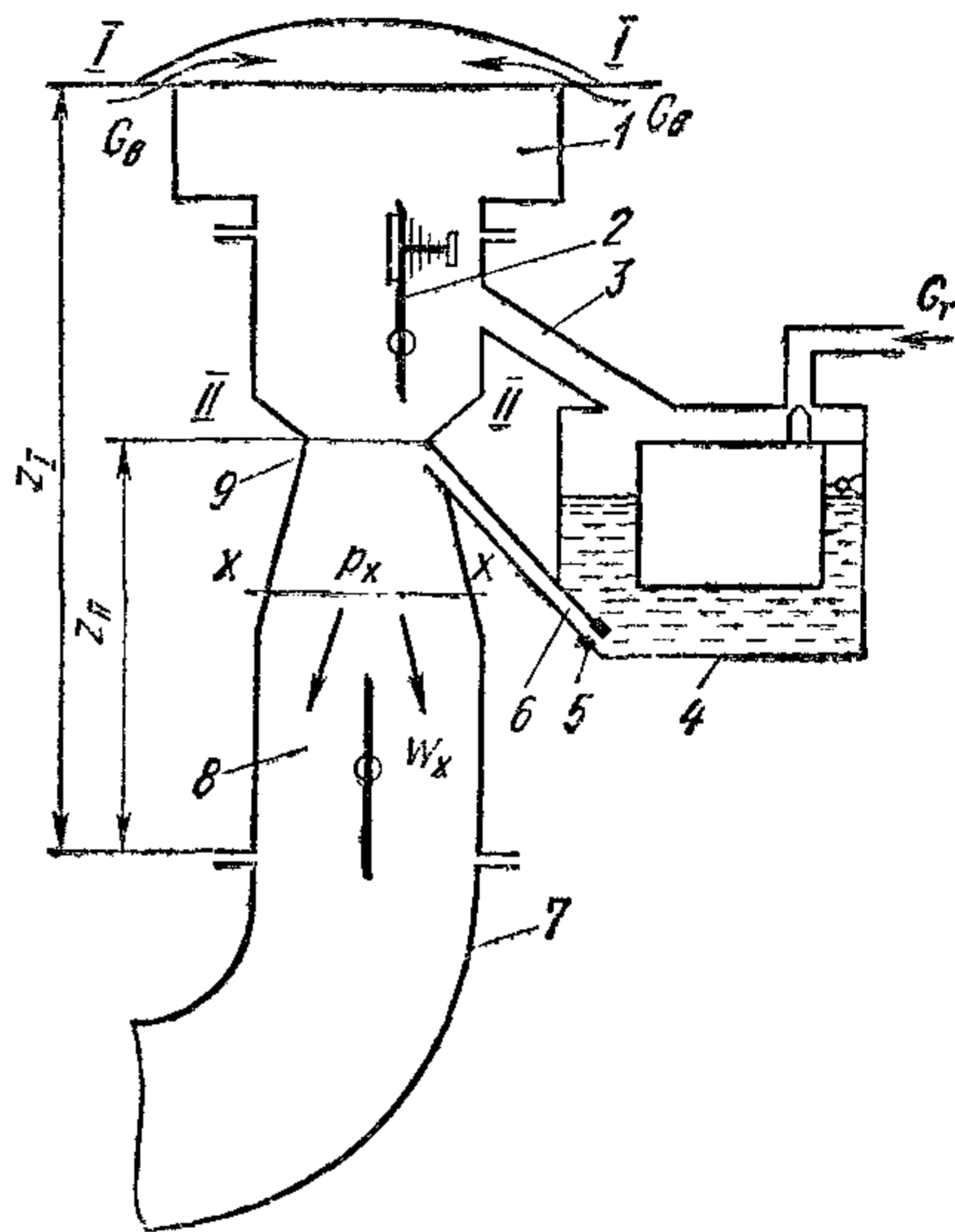


Рис. 148. Схема элементарного карбюратора:

$I-I$ — входное сечение карбюратора,
 $II-II$ — минимальное сечение горловины диффузора; $x-x$ — текущее сечение впускного канала

(см. рис. 148), м/с; f_x — площадь трубы в сечении $x-x$, м²; ρ_x — плотность воздуха в сечении $x-x$, кг/м³.

Давление в различных сечениях карбюратора меняется незначительно. Наибольшее разрежение в диффузоре не превышает 20 КПа. При таком разрежении воздух с достаточной степенью точности можно рассматривать как несжимаемую жидкость, плотность которой при движении по впускному каналу остается неизменной. При сделанном допущении

$$\rho_0 = \rho_I = \rho_{II} = \rho_x,$$

где ρ_0 , ρ_I , ρ_{II} — плотности воздуха соответственно на впуске и в рассматриваемых сечениях I и II .

Из уравнения (229) имеем

$$w_I/w_x = f_x/f_I = d_x^2/d_I^2,$$

т. е. скорость потока обратно пропорциональна квадрату диаметра соответствующего сечения.

Согласно закону сохранения энергии

$$E = E_x + E_{\Pi(1-x)},$$

где E_x — энергия потока в сечении $x-x$; $E_{\Pi(1-x)}$ — потери энергии на рассматриваемом участке течения воздуха.

Для двух рассматриваемых сечений с учетом сделанного допущения о несжимаемости движущегося воздуха:

$$gZ_1 + \frac{p_1}{\rho_0} + \frac{w_I^2}{2} = gZ_x + \frac{p_x}{\rho_0} + \frac{w_x^2}{2} + \xi_{1-x} \frac{w_x^2}{2},$$

где ξ_{1-x} — коэффициент потерь при движении воздуха от сечения $I-I$ к сечению $x-x$.

Разность нивелирных высот между рассматриваемыми сечениями ничтожна. Поэтому, учитывая сравнительно небольшую плотность воздуха, изменением энергии положения можно пренебречь и принять $Z_1 = Z_x$.

Тогда

$$\Delta p_x = p_1 - p_x = \rho_0 \left[(1 + \xi_{1-x}) \frac{w_x^2}{2} - \frac{w_I^2}{2} \right]. \quad (230)$$

Для случая течения воздуха через сечение $II-II$ (минимальное сечение диффузора), полагая, что в сечении $I-I$ на входе в карбюратор $w_I = w_0 = 0$ и $p_I = p_0$, разность между давлениями на входе и в рассматриваемом минимальном сечении диффузора

$$\Delta p_d = p_0 - p_{II} = \frac{w_{II}^2}{2} \rho_0 + \xi_{0-II} \frac{w_{II}^2}{2} \rho_0.$$

Из уравнения (230) видно, что разрежение в любом сечении карбюратора или впускного тракта определяется двумя составляющими:

энергией $w_\lambda^2/2 \rho_0$, затраченной на развитие скорости потока и энергией $\xi_{0-x} \frac{w_x^2}{2} \rho_0$, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений на участке от начала входа воздуха в карбюратор (сечение $I-I$) до рассматриваемого сечения $x-x$.

Разрежение при движении воздуха по впускному тракту не остается постоянным. На участках, где сечения суживаются или имеются ярко выраженные местные сопротивления (воздушная заслонка, диффузор, дроссельная заслонка, впускной клапан), разрежение возрастает сравнительно резко.

На рис. 149 показана эюра разрежений по длине впускного тракта при полном открытии дроссельной заслонки. Кривая 1 ха-

рактеризует разрежение, определяемое изменением скорости потока. В зоне максимального сужения (в наименьшем сечении диффузора), где скорость воздушного потока w_{II} наибольшая, это разрежение максимально. Кривая 2 представляет собой изменение разрежения в зависимости от гидравлических сопротивлений во впускном тракте. Кривая 3 является суммарной эюрой разрежений, характеризующей гидродинамическую составляющую энергии воздушного потока. В минимальном сечении диффузора $\Delta p_x = \Delta p_d$. В сечении, находящемся непосредственно за дроссельной заслонкой, $\Delta p_x = \Delta p_k$ (где Δp_k — разрежение за дроссельной заслонкой). Наименьшее сечение диффузора выбирают из расчета получения необходимой достаточно высокой скорости потока воздуха, при которой достигается интенсивное распыливание и более полное испарение топлива.

При работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой потери давления на преодоление сопротивлений в карбюраторе должны быть как можно меньше. Большие значения Δp_k являются следствием увеличения гидравлических сопротивлений карбюратора, в результате чего снижается коэффициент наполнения. При полностью открытой дроссельной заслонке для однодиффузорного карбюратора $\Delta p_d / \Delta p_k \approx 2 \div 2,2$.

При работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой потери давления на преодоление сопротивлений в карбюраторе должны быть как можно меньше. Большие значения Δp_k являются следствием увеличения гидравлических сопротивлений карбюратора, в результате чего снижается коэффициент наполнения. При полностью открытой дроссельной заслонке для однодиффузорного карбюратора $\Delta p_d / \Delta p_k \approx 2 \div 2,2$.

Из уравнения (230) скорость воздуха в сечении $x-x$

$$w_x = \sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho_0 (1 + \xi_{0-x})}}$$

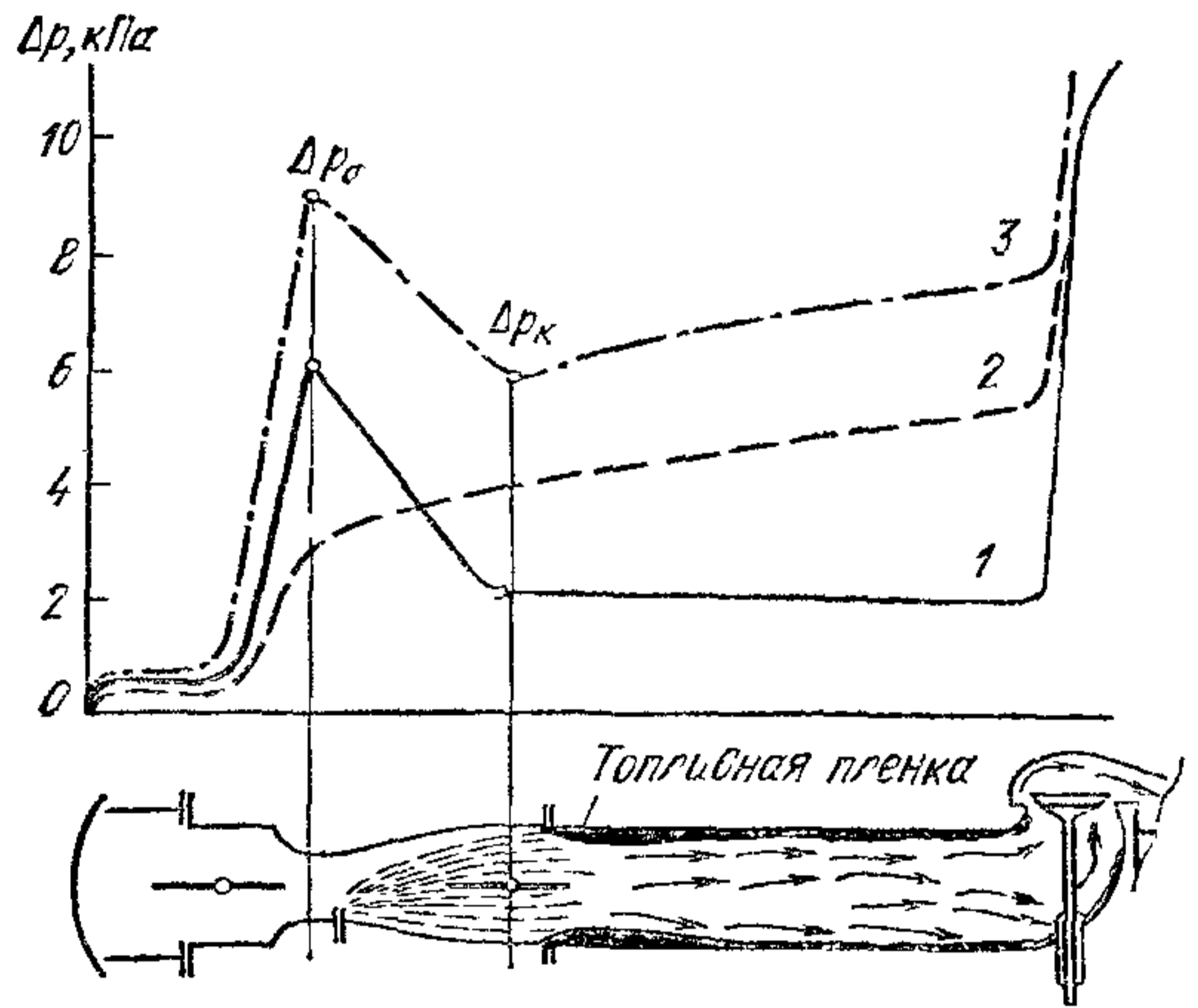


Рис. 149. Эюры разрежений по длине воздушного канала карбюратора и впускного трубопровода и схема образования пленки

или

$$w_x = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{0-x}}} \sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho_0}} = \varphi_x \sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho_0}},$$

где φ_x — коэффициент скорости в рассматриваемом сечении, учитывающий уменьшение скорости вследствие гидравлического сопротивления впускного тракта.

На рис. 150, а показаны эпюры скоростей движения воздуха w_d в поперечном сечении диффузора карбюратора, а также характер течения воздуха и сжатия струи после выхода из узкого сечения диффузора (рис. 150, б). Минимальное сечение потока в результате

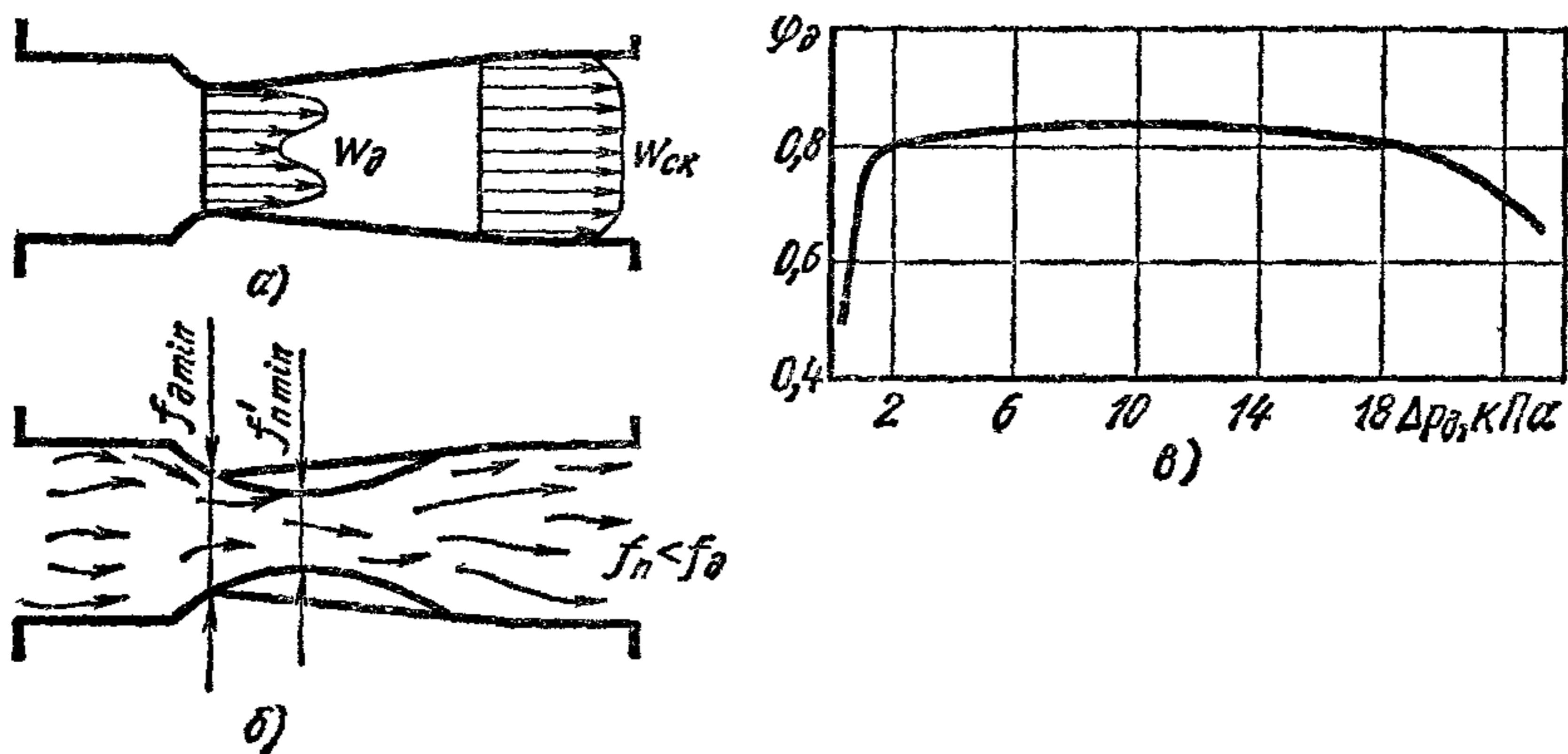


Рис. 150. Течение воздуха через диффузор (w_{cx} — скорость воздуха в смешительной камере)

сжатия струи при переходе из узкой части диффузора в расширяющуюся несколько меньше минимального сечения диффузора. Влияние сжатия струи оценивается отношением наименьшей площади сечения потока f_n к минимальной площади сечения диффузора f_d , называемым коэффициентом сжатия струи $\alpha_c = f_n/f_d$; обычно $\alpha_c = 0,97 \div 0,98$.

Произведение коэффициента скорости α_c и коэффициента сжатия струи φ_d называют коэффициентом расхода μ_d .

Следовательно, для минимального сечения диффузора

$$w_d = \mu_d \sqrt{2 \frac{\Delta p_d}{\rho_0}}, \quad (231)$$

где w_d — в м/с.

Если известны минимальная площадь проходного сечения диффузора f_d (в м^2), скорость движения воздуха в этом сечении w_d (в м/с) и коэффициент расхода μ_d , то по уравнению (229) можно определить количество воздуха (в кг/с), протекающего по впускному тракту:

$$G_B = f_d w_d \rho_0.$$

После подстановки значения w_d из уравнения (231) получим

$$G_B = \mu_d f_d \sqrt{2\Delta p_d \rho_0}, \quad (232)$$

где f_d — в м²; Δp_d — в Па и ρ_0 — в кг/м³.

Опыты показали, что в диапазоне разрежений в диффузоре карбюратора 2—15 кПа при рациональной форме диффузора μ_d остается практически постоянным (рис. 150, е).

Уменьшение коэффициента расхода в области малых разрежений (ниже 2 кПа) вызывается тем, что при низкой скорости движения воздуха рабочее сечение канала как бы несколько сокращается из-за увеличения толщины пограничного слоя воздуха, образующегося на стенке. При разрежениях выше 15 кПа коэффициент сжатия струи уменьшается вследствие несоответствия форм диффузора и воздушной струи, что связано с образованием вихрей у стенок. При наиболее выгодной форме диффузора отрыва потока от стенок не наблюдается. При угле входа воздуха, большем 30°, создаются значительные завихрения. В случае малого угла входа воздуха необходимо увеличивать длину диффузора.

При уменьшении диаметра диффузора отношение $\Delta p_d / \Delta p_k$ понижается из-за возрастания гидравлических сопротивлений. Для увеличения этого отношения применяют карбюраторы с расположенными концентрично двойным и тройным диффузорами (рис. 151). Выходная скорость воздуха из малого диффузора должна быть близкой к максимальной скорости воздуха в большом диффузоре. Для этого выходную кромку малого диффузора смещают по ходу воздушного потока на 4—5 мм относительно входной кромки большого диффузора, что компенсирует смещение максимума скорости и разрежения вследствие сжатия воздушного потока. В карбюраторе с тройным диффузором отношение $\Delta p_d / \Delta p_k$ может быть увеличено до 2,5—2,6. При применении нескольких диффузоров можно, не увеличивая общей высоты карбюратора, снизить его гидравлическое сопротивление при необходимой скорости воздушного потока.

Суммарный коэффициент расхода многодиффузорного карбюратора несколько ниже, чем однодиффузорного. Поэтому суммарное проходное сечение диффузоров во многодиффузорных карбюраторах больше проходного сечения однодиффузорных. В результате этого несколько понижается скорость потока воздуха, но расширяется диапазон изменения разрежений, в котором коэффициент μ_d не меняется. На рис. 151 показана эюра разрежений в двухдиффузорном карбюраторе.

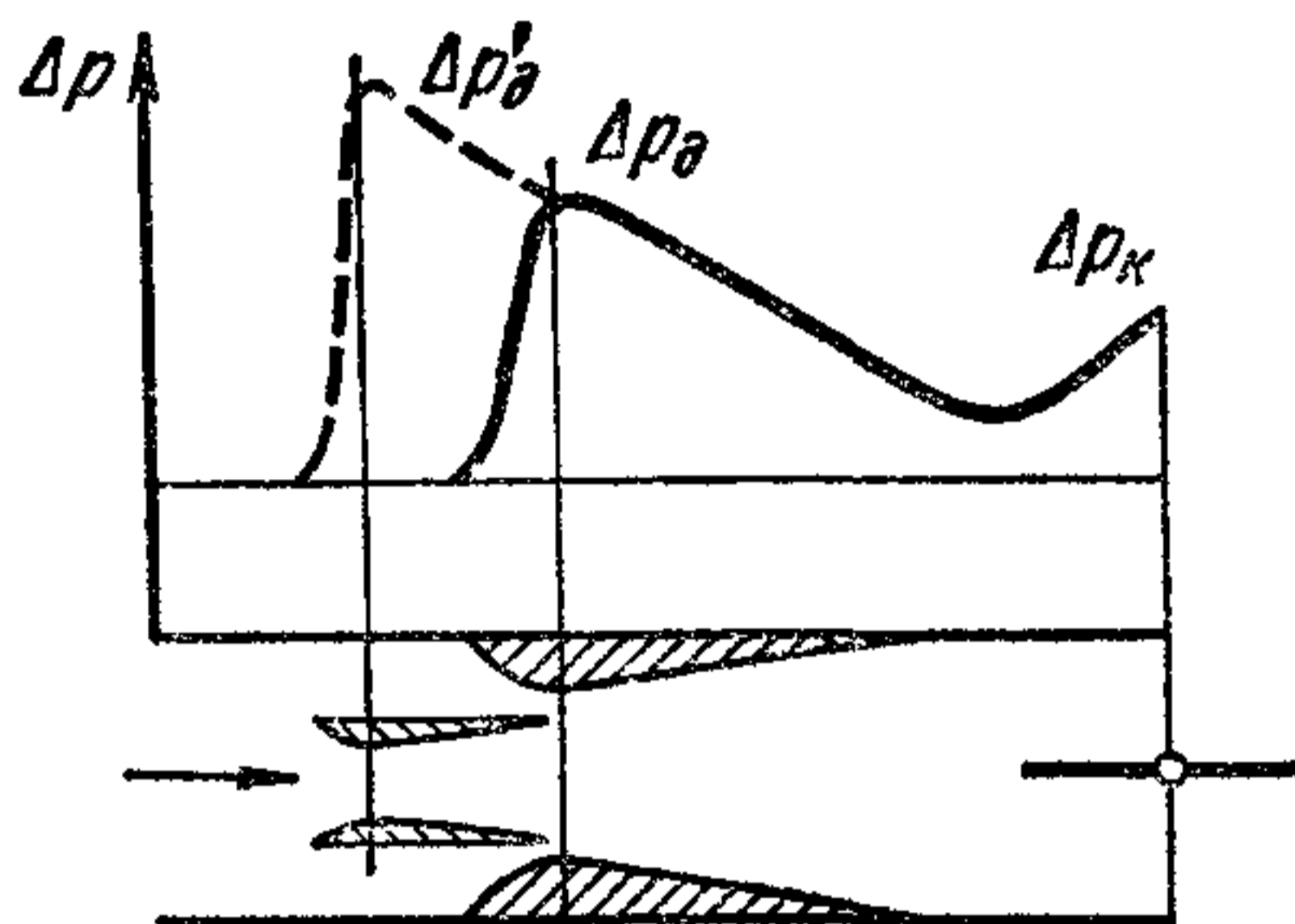


Рис. 151. Эюра разрежений в двухдиффузорном карбюраторе:

$\Delta p_d'$ и Δp_d — разрежение соответственно в малом и большом диффузорах; Δp_k — разрежение в сечении оси дроссельной заслонки

На стабильность работы диффузора (сохранение $\mu_d = 0,7 \div 0,9$) в процессе эксплуатации влияет технология изготовления диффузора и его материал. При длительной работе карбюратора необходимо периодически проверять состояние и размеры диффузора.

Скорость воздуха в диффузоре карбюратора изменяется в широких пределах, достигая при больших частотах вращения вала и нагрузках и, следовательно, при высоких скоростях потока 200 м/с. Отметим, что при любой скорости воздушного потока, проходящего через диффузор, характер течения является турбулентным.

Истечение топлива. На рис. 152 показана схема движения топлива из поплавковой камеры карбюратора 4 через жиклер 5, канаты, распылитель 6 и диффузор.

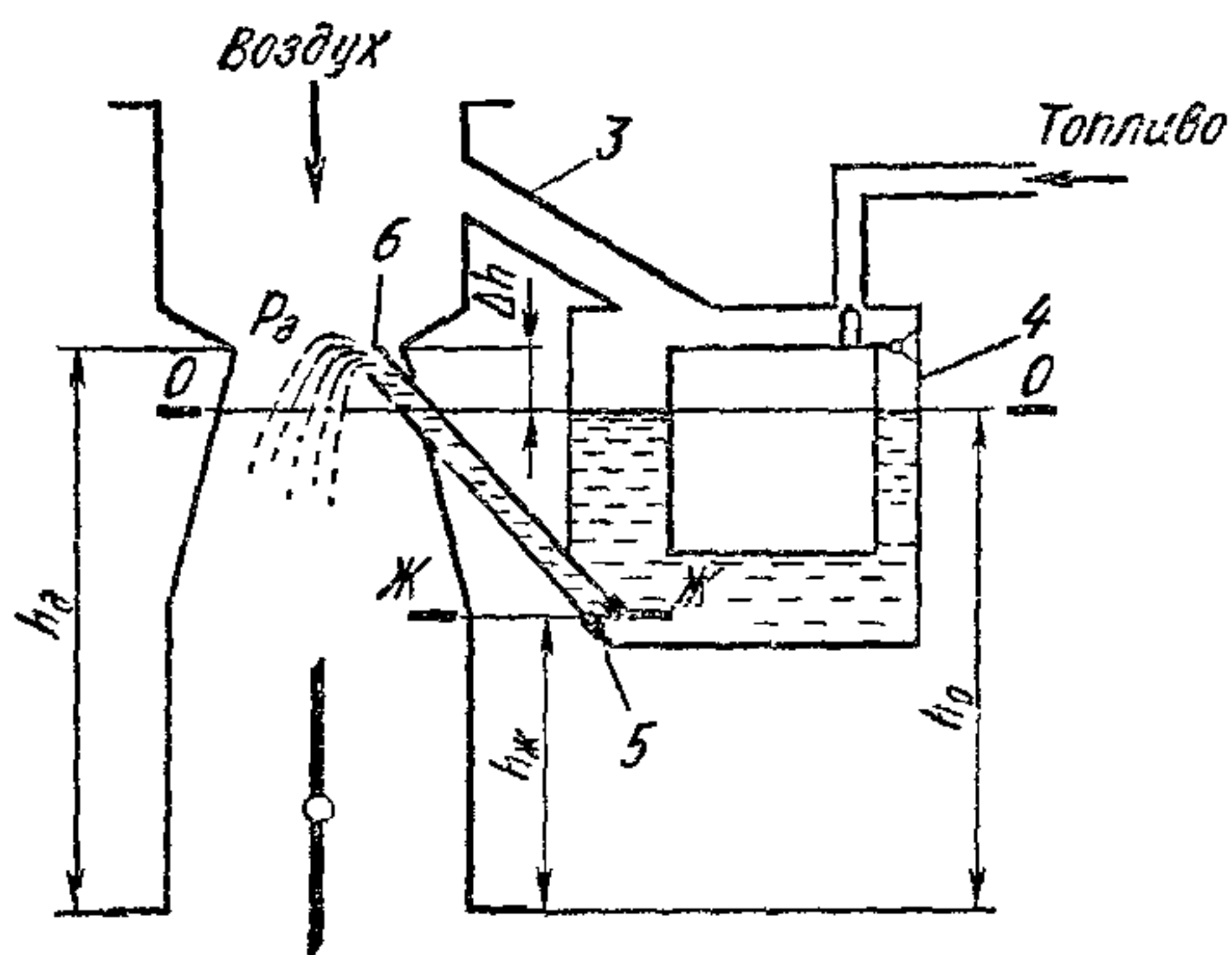


Рис. 152. Схема движения топлива через карбюратор (обозначения те же, что и на рис. 148)

Уровень топлива в поплавковой камере должен быть ниже выходного отверстия распылителя на величину Δh_2 , чтобы исключить самопроизвольное истечение топлива при наклонном положении карбюратора. Разность уровней $\Delta h_2 = h_d - h_0 \approx \approx 4 \div 8$ мм.

Для двух сечений карбюратора (сечения 0—0 и Ж—Ж) при допущении, что скорость в сечении 0—0 равна нулю и отсутствует сопротивление,

$$gh_0 + \frac{p_0}{\rho_T} = gh_{ж} + \frac{p_{ж}}{\rho_T} + \frac{w_{ж\tau}^2}{2}, \quad (233)$$

где $w_{ж\tau}$ — теоретическая скорость истечения топлива из жиклера, м/с; h_0 и $h_{ж}$ — нивелирная высота, отнесенная к началу отсчета, м; $p_{ж}$ — давление в сечении жиклера, Па.

Из уравнения (233) теоретическая скорость истечения топлива из жиклера:

$$w_{ж\tau} = \sqrt{2 \left[\frac{p_0 - p_{ж}}{\rho_T} + g(h_0 - h_{ж}) \right]}. \quad (234)$$

Выразим давление в сечении жиклера $p_{ж}$ через давление в наименьшем сечении диффузора. Оно будет равно сумме давлений в диффузоре ($h_0 - h_{ж}$) и столба топлива Δh . Величина Δh условна. Она представляет собой сумму сопротивлений двух видов, которые должны быть преодолены. Разрежение, действующее в карбюраторе, должно быть достаточным, чтобы стало возможным истечение топлива из распылителя, т. е. $\Delta h = \Delta h_2 + \Delta h_{пн}$ (где Δh_2 — расстояние по вертикали между плоскостью устья распылителя и уровнем топлива в поплавковой камере; $\Delta h_{пн}$ — условная высота столба бензина, соответствующая перепаду давлений, необходимому для преодоления сил поверхностного натяжения при вытекании бензина из устья распылителя).

Следовательно:

$$p_{ж} = p_{д} - (h_0 - h_{ж} + \Delta h) \rho_{г} g.$$

Тогда из уравнения (234) получим

$$w_{ж,т} = \sqrt{2 \left(\frac{\Delta p_{д}}{\rho_{г}} - \Delta h g \right)},$$

где $w_{ж,т}$ — в м/с.

Действительная скорость истечения без учета сжатия струи

$$w_{ж} = \varphi_{ж} \sqrt{\frac{2}{\rho_{г}} (\Delta p_{д} - \Delta h \rho_{г} g)},$$

где $\varphi_{ж}$ — коэффициент скорости, учитывающий потери при истечении топлива.

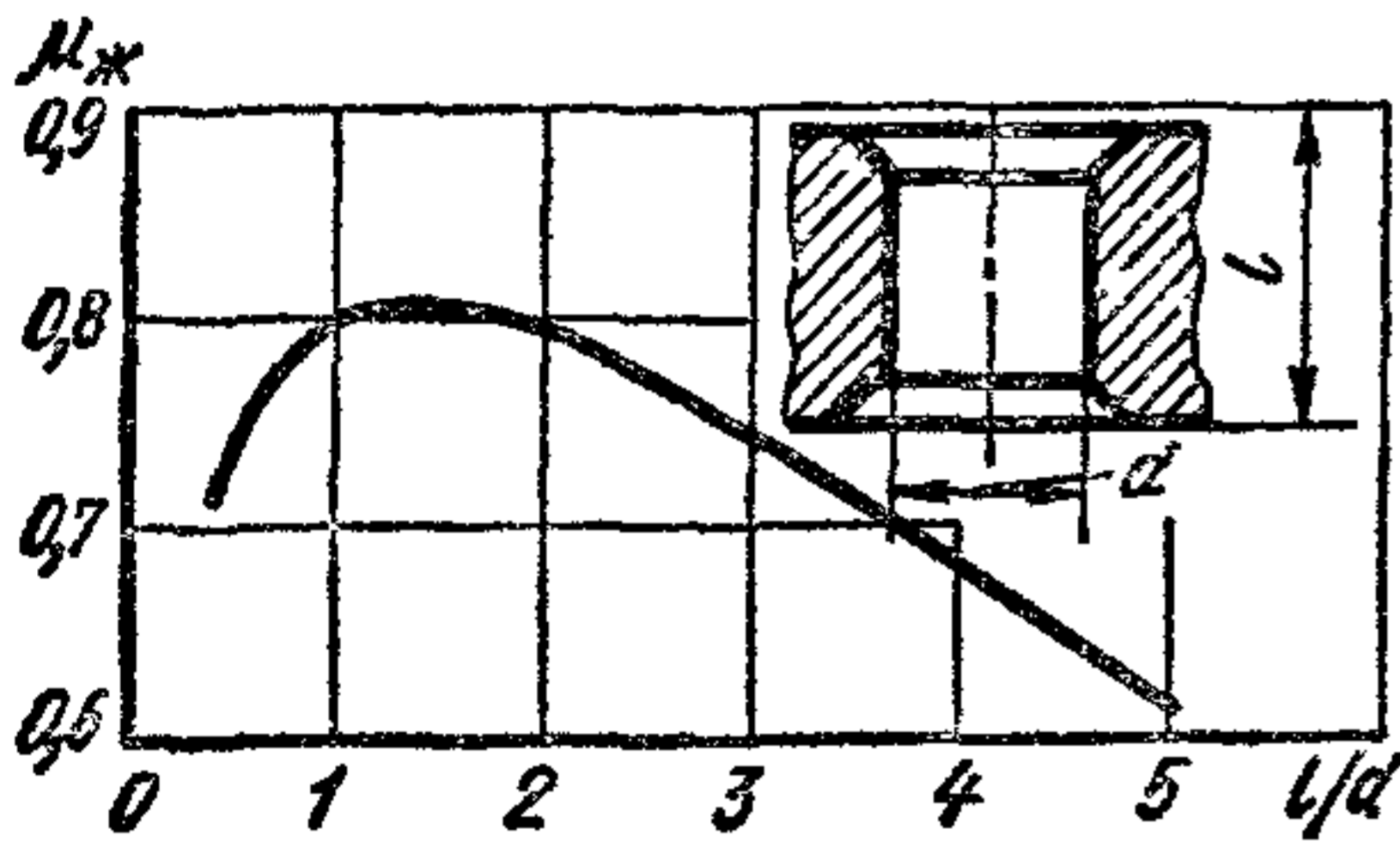


Рис. 153. Зависимость коэффициента $\mu_{ж}$ от l/d

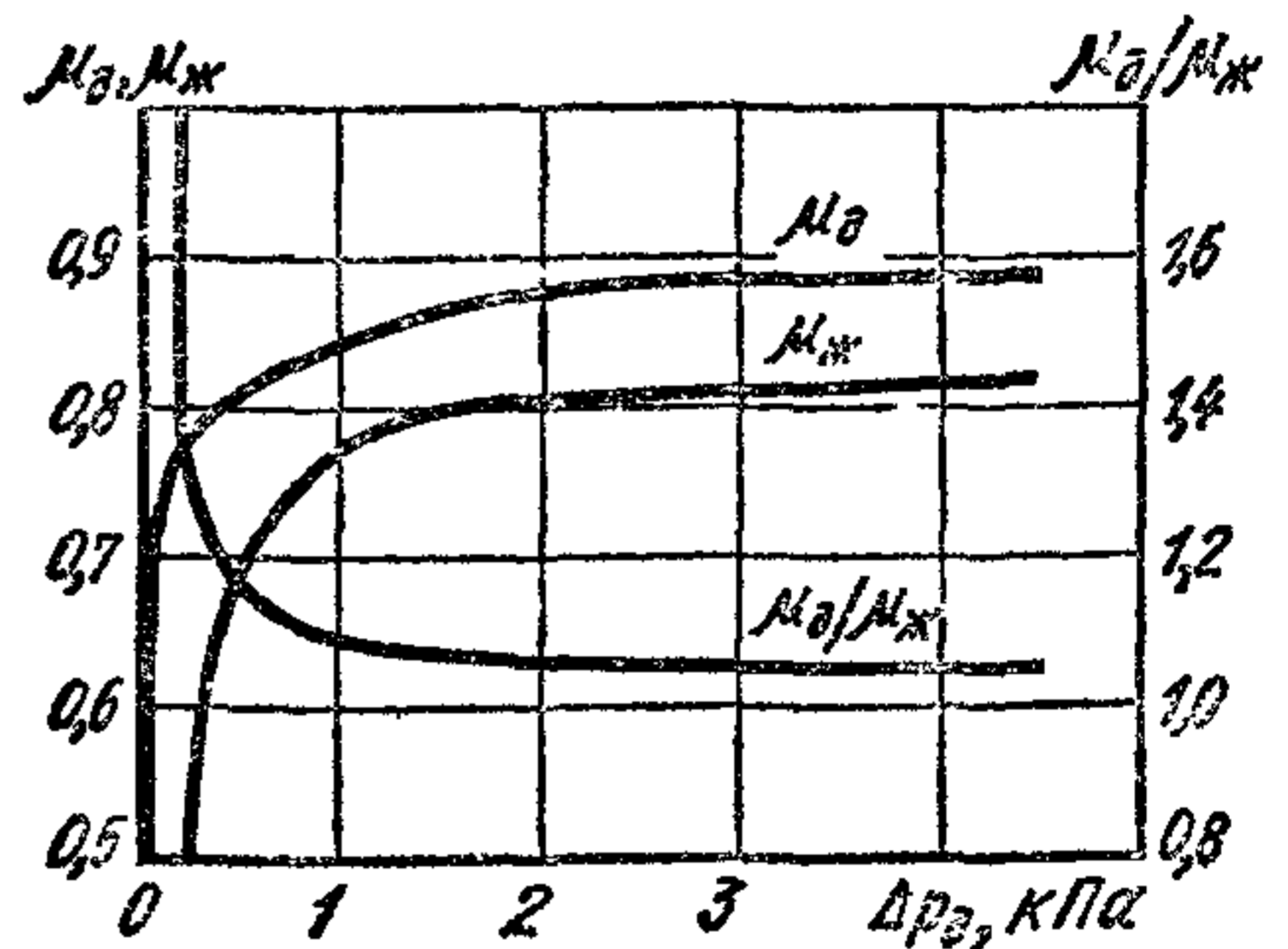


Рис. 154. Зависимость коэффициентов $\mu_{д}$ и $\mu_{ж}$ и отношения $\mu_{д}/\mu_{ж}$ от разрежения $\Delta p_{д}$ в диффузоре карбюратора

С учетом сжатия струи α_c количество топлива, вытекающего из жиклера (в кг/с),

$$G_T = \mu_{ж} f_{ж} \sqrt{2 \rho_{г} (\Delta p_{д} - \Delta h \rho_{г} g)}. \quad (235)$$

Коэффициент $\mu_{ж}$ зависит от конструкции жиклера, а также от перепада давлений, обуславливающего истечение топлива. Он резко меняется с изменением отношения длины жиклера l к диаметру d в пределах 5—2.

При $l/d \approx 1 \div 2$ значения $\mu_{ж}$ почти не меняются. При меньших значениях l/d коэффициент $\mu_{ж}$ уменьшается и на его величину сильно влияет форма кромки, характер фаски, галтели и качество обработки калиброванной части жиклера.

Наиболее стабильное максимальное значение $\mu_{ж}$ имеют жиклеры с отношением $l/d \approx 2$ (рис. 153). В этом случае технологические отклонения основных размеров жиклера практически не влияют на этот коэффициент.

На рис. 154 приведены зависимости коэффициентов $\mu_{д}$ и $\mu_{ж}$ от разрежения $\Delta p_{д}$ в диффузоре карбюратора. В области малых раз-

режений (до 2000 Па) коэффициент μ_d резко возрастает, а затем стабилизируется. Истечение топлива начинается при $\Delta p_d = \Delta h \rho_T g$. При повышении разрежения до $\Delta p_d > \Delta h \rho_T g$ коэффициент $\mu_{ж}$ непрерывно возрастает, стабилизируясь лишь в области значительных разрежений в диффузоре.

Совместное истечение топлива и воздуха. По подсчитанным значениям G_B и G_T из уравнений (232) и (235) можно определить коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T l_0} = \frac{\mu_d f_d \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_d}}{l_0 \mu_{ж} f_{ж} \sqrt{2 \rho_T (\Delta p_d - \Delta h \rho_T g)}}$$

или

$$\alpha = \frac{1}{l_0} \frac{f_d \mu_d}{(f_{ж} \mu_{ж})} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_T}} \sqrt{\frac{\Delta p_d}{(\Delta p_d - \Delta h \rho_T g)}}$$

Принимая

$$\frac{1}{l_0} \frac{f_d}{f_{ж}} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_T}} = \text{const} = c,$$

получим

$$\alpha = c \frac{\mu_d}{\mu_{ж}} \sqrt{\frac{\Delta p_d}{(\Delta p_d - \Delta h \rho_T g)}}$$

Пренебрегая сравнительно малой величиной $\Delta h \rho_T g$ по сравнению с Δp_d , получим

$$\alpha = c \frac{\mu_d}{\mu_{ж}}. \quad (236)$$

На рис. 154 показана также зависимость отношения $\mu_d/\mu_{ж}$ от разрежения в диффузоре карбюратора. Из графика видно, что с возрастанием Δp_d (т. е. с увеличением расхода воздуха) при повышении частоты вращения n и нагрузки двигателя отношение $\mu_d/\mu_{ж}$ уменьшается, резко убывая в области малых, и почти не меняется при значительных Δp_d . Из уравнения (236) следует, что пропорционально отношению $\mu_d/\mu_{ж}$ меняется коэффициент избытка воздуха α , в результате чего с повышением нагрузки двигателя в простейшем карбюраторе происходит обогащение смеси — интенсивное при малых и средних нагрузках и незначительное — при больших. Такое же влияние оказывает и изменение скоростного режима двигателя.

На рис. 155 даны кривые $G_T l_0$ и G_B в зависимости от разрежения в диффузоре. Там же показана зависимость $\alpha = f(\Delta p_d)$, представляющая собой характеристику элементарного карбюратора. При малых значениях Δp_d смесь сильно обеднена; обогащение смеси протекает интенсивно при возрастании Δp_d в области малых нагрузок. Значение $\alpha = 1$ достигается при $\Delta p_d = 0,8$ кПа. При дальнейшем увеличении Δp_d смесь обогащается менее интенсивно и при больших нагрузках состав смеси стабилизируется.

Характеристика элементарного карбюратора не соответствует требованиям двигателя, так как с увеличением нагрузки смесь обогащается, особенно на малых и средних нагрузках, в то время

как она должна обедняться. Если элементарный карбюратор отрегулировать на необходимый состав смеси при работе двигателя на больших нагрузках, то при переходе к малым нагрузкам смесь будет так сильно обедняться, что окажется за пределом воспламеняемости и сгорание топливовоздушной смеси не произойдет. Если элементарный карбюратор отрегулировать так, чтобы на малых нагрузках он подавал смесь необходимого состава, то при переходе к большим нагрузкам смесь будет переобогащаться и также будет находиться за пределом воспламеняемости.

Элементарный карбюратор при разгоне автомобиля не обеспечивает обогащения смеси, которое необходимо в связи с изменением характера процесса смесеобразования.

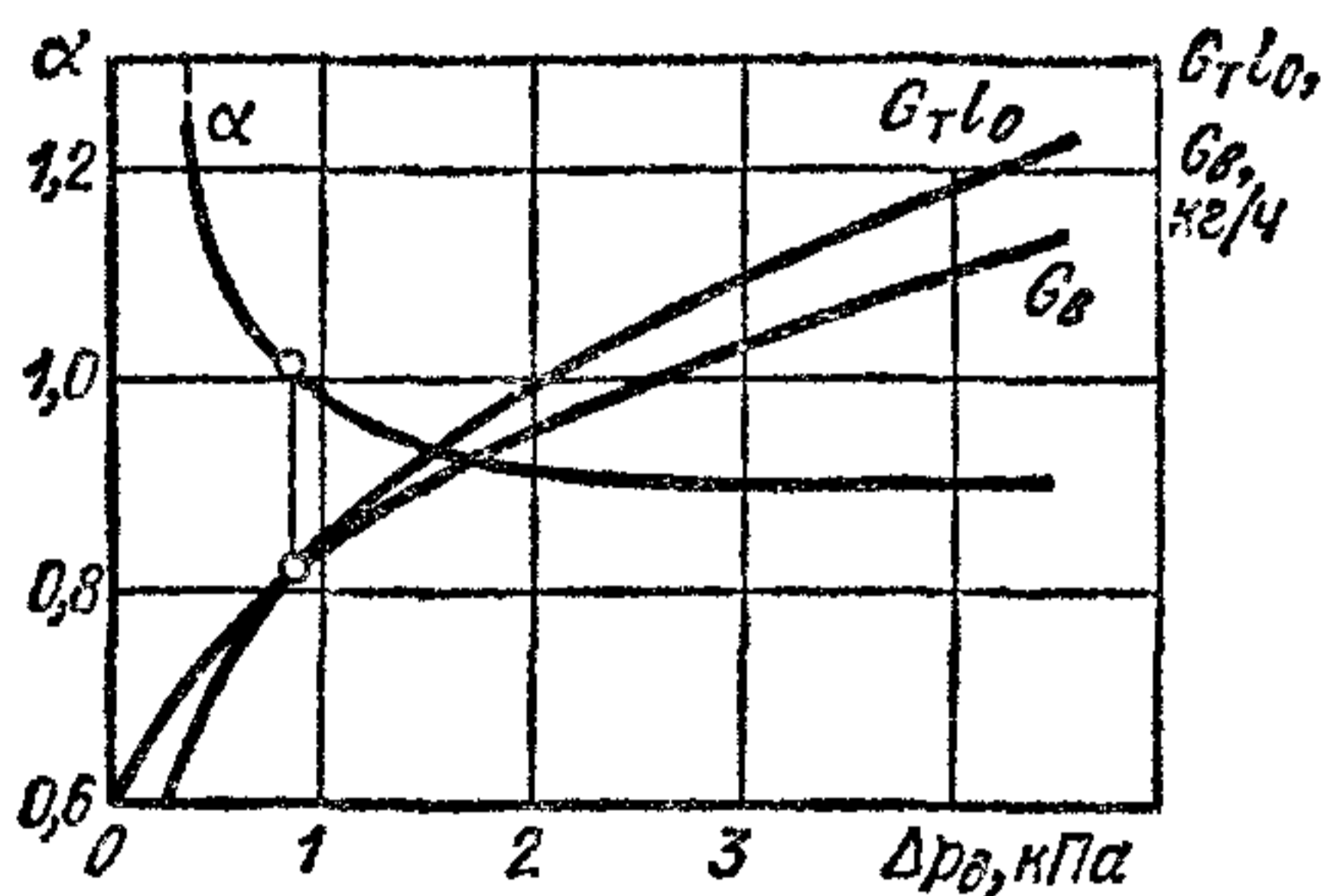


Рис. 155. Характеристика элементарного одножиклерного карбюратора

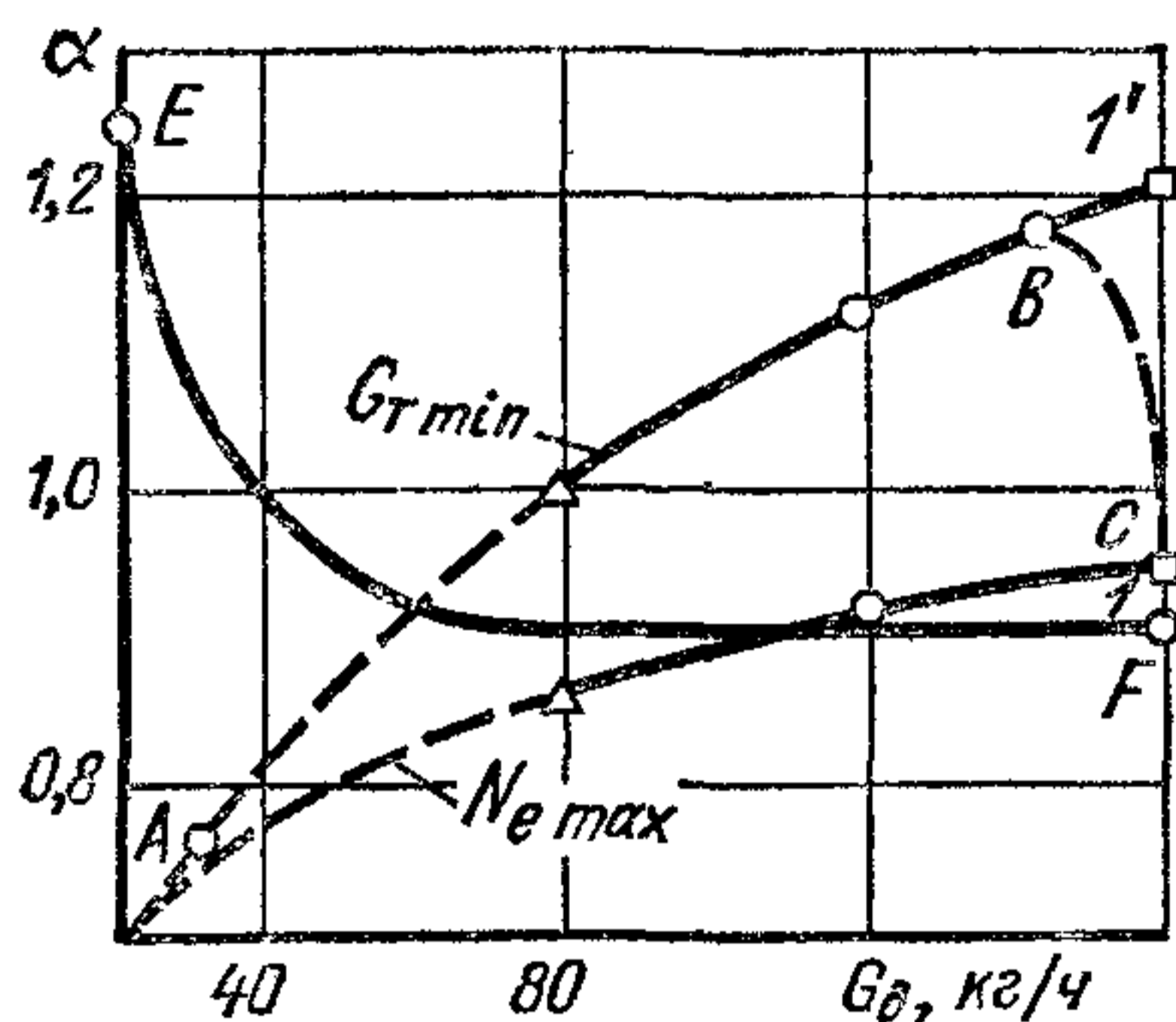


Рис. 156. Нагрузочные характеристики карбюраторов: ABC — идеального, EF — элементарного

На рис. 156 приведены характеристики идеального и элементарного карбюраторов. Их протекание различно. Чтобы изменить характеристику элементарного карбюратора и приблизить ее к идеальной, требуется применить:

1) систему холостого хода, обогащающую смесь на малых нагрузках и холостом ходу;

2) главную дозирующую систему;

3) систему компенсации, корректирующую подачу топлива главной дозирующей системой;

4) систему обогащения смеси при переходе к максимальным нагрузкам (экономайзер);

5) дополнительные устройства, обеспечивающие надежный пуск двигателя и хорошую приемистость, а также снижение токсичности отработавших газов.

§ 5. Компенсация состава смеси в главной дозирующей системе

Главная дозирующая система с дополнительными устройствами должна подавать топливо в цилиндры в таком количестве, чтобы двигатель мог устойчиво работать в диапазоне изменения малых

нагрузок (например, точка *A* на идеальной характеристике, см. рис. 156) до нагрузки, соответствующей пределу эффективного обеднения при почти полном открытии дроссельной заслонки (точка *B*). Такую характеристику в указанном диапазоне изменения нагрузки можно получить несколькими способами компенсации состава смеси, т. е. исправлением характеристики элементарного карбюратора: 1) регулированием разрежения в диффузоре; 2) эмульсированием топлива; 3) сочетанием двух первых способов.

Компенсация состава смеси регулированием разрежения в диффузоре. Принципиальная схема карбюратора с системой компенсации

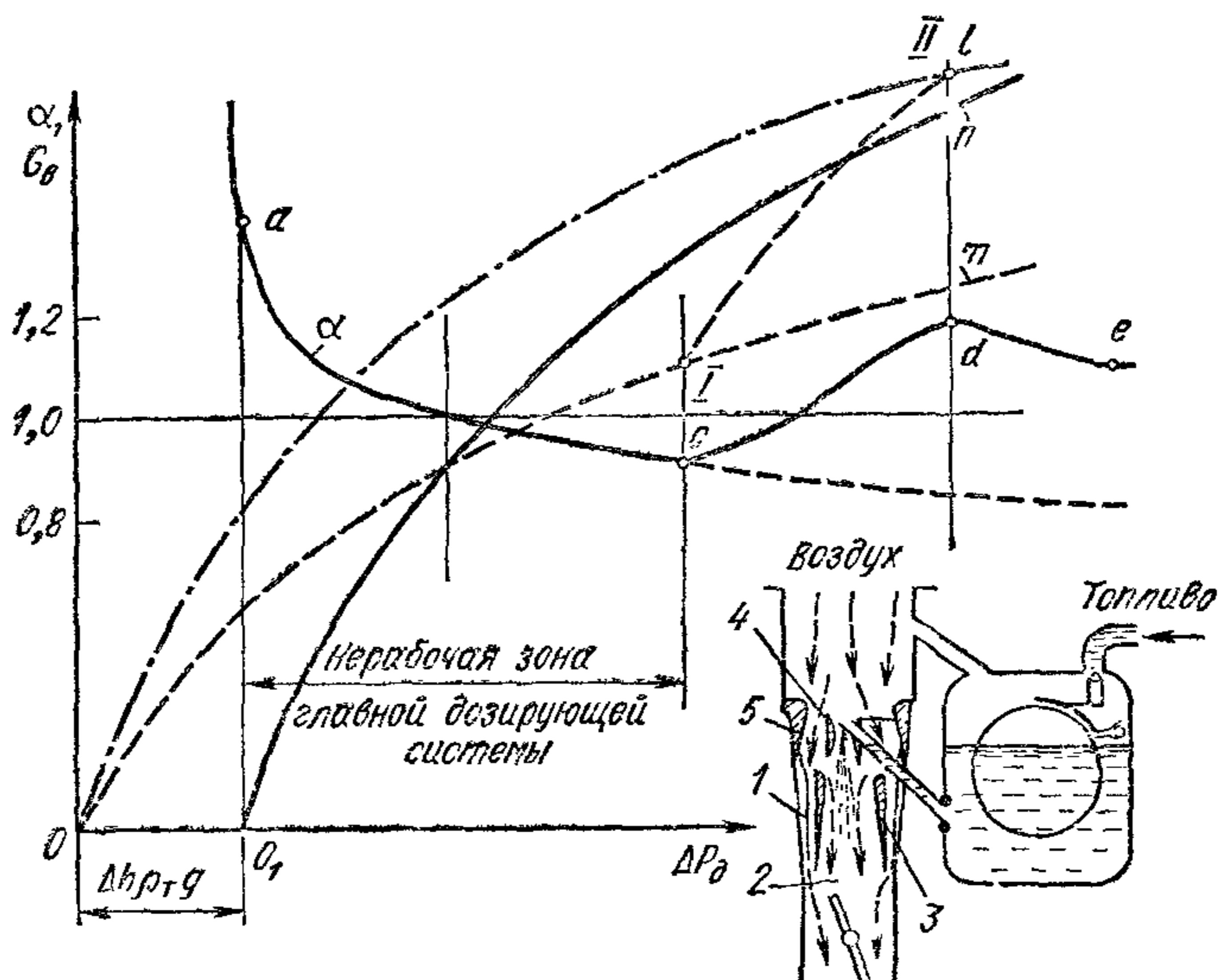


Рис. 157. Схема и характеристики карбюратора с регулированием разрежения в диффузоре путем впуска добавочного воздуха

состава смеси регулированием разрежения в диффузоре и соответствующие характеристики показаны на рис. 157. Нужный состав смеси обеспечивается изменением количества воздуха, проходящего через диффузор. Для этого между стенками карбюратора и средним диффузором 3 установлены упругие пластины 1 или другие устройства, выполняющие функции клапана перепуска воздуха. Когда двигатель не работает или разрежение в диффузоре невелико, пластины плотно прижаты к наружным стенкам диффузора 3, и весь воздух проходит через диффузоры 5, 4, 3. На участке *ac* главная дозирующая система работает как элементарный карбюратор, и с увеличением Δp_d смесь обогащается. При дальнейшем повышении нагрузки (вправо от точки *c*) возрастает скоростной напор воздуха, и когда он достигает величины, достаточной для преодоления усилия упругих пластин, они отжимаются от стенок диффузора. С этого момента некоторое количество воздуха, минуя диффузор 3, поступает в смесительную камеру 2 карбюратора через образовавшиеся щели и

уменьшается интенсивность увеличения количества воздуха, проходящего через диффузор \mathcal{Z} . Часть воздуха проходит через щели, образованные упругими пластинами I и наружной поверхностью диффузора \mathcal{Z} , т. е. поток воздуха раздваивается, вследствие чего интенсивность возрастания $\Delta p_{\text{д}}$ при повышении нагрузки уменьшается. Соответственно уменьшается приращение количества поступающего через распылитель топлива, и смесь в смесительной камере обедняется.

Участок характеристики cd является переходным и соответствует положению упругих пластин от начала их отжимания (точка c) до полного открытия (точка d).

Характер переходной кривой можно изменять, меняя жесткость упругих пластин. При изменении начальной жесткости пластины меняется положение точки c . На участке de характеристики упругие пластины прижаты потоком воздуха к стенкам; и проходное сечение становится наибольшим.

Кривая $0-II$ показывает зависимость расхода воздуха от разрежения в диффузоре при полностью отжатых пластинах, кривая $0-m$ — при полностью прижатых к диффузору пластинах. Штриховая кривая $0-I-II-l$ представляет собой изменение действительного расхода воздуха в зависимости от разрежения при работе компенсирующего устройства. Кривая 0_1-n характеризует секундный расход топлива G_T . Произведение $G_T l_0$ определяет теоретически необходимое количество воздуха для сгорания всего поданного за 1 с топлива.

Система компенсации состава смеси регулированием разрежения в диффузоре не обеспечивает высокого качества распыливания топлива, так как не весь воздух, поступающий в карбюратор, используется для этой цели. Характеристика такого карбюратора не стабильна по времени: в эксплуатации меняется жесткость упругих пластин; при появлении смолистых отложений возможно прилипание пластин. В результате этого с течением времени неизбежно нарушается регулировка карбюратора.

Система компенсации с пневматическим торможением топлива. В этой системе компенсации применены один топливный жиклер и колодец, который сообщается с атмосферой через воздушный жиклер, ограничивающий поступление воздуха в колодец.

На рис. 158 показана схема и характеристика карбюратора с пневматическим торможением топлива. По такой схеме осуществляется компенсация главной дозирующей системы на современных карбюраторах, например, К-88А, устанавливаемых на двигателях ЗИЛ-130, и др.

В канал главной дозирующей системы вместе с топливом из воздушного колодца поступает воздух. Количество воздуха, поступающего в воздушный колодец, невелико и на состав смеси практически не влияет. Оно лимитируется воздушным жиклером 2 , имеющим сечение f_2 . Вследствие наличия воздушного жиклера уменьшается перепад давлений, под которым топливо вытекает из топливного жиклера 1 , и при повышении нагрузки смесь обедняется.

Вытекающий вместе с топливом воздух образует топливную эмульсию, что улучшает распыливание и испарение топлива.

При неработающем двигателе уровень топлива в поплавковой камере, колодце и распылителе одинаков. Когда дроссельная заслонка открыта незначительно и разрежение в диффузоре $\Delta p_d < < H \rho_t g$, топливо в диффузор поступает из колодца, и кривая расхода топлива на участке $O'A$ аналогична кривой, рассмотренной в предыдущем разделе.

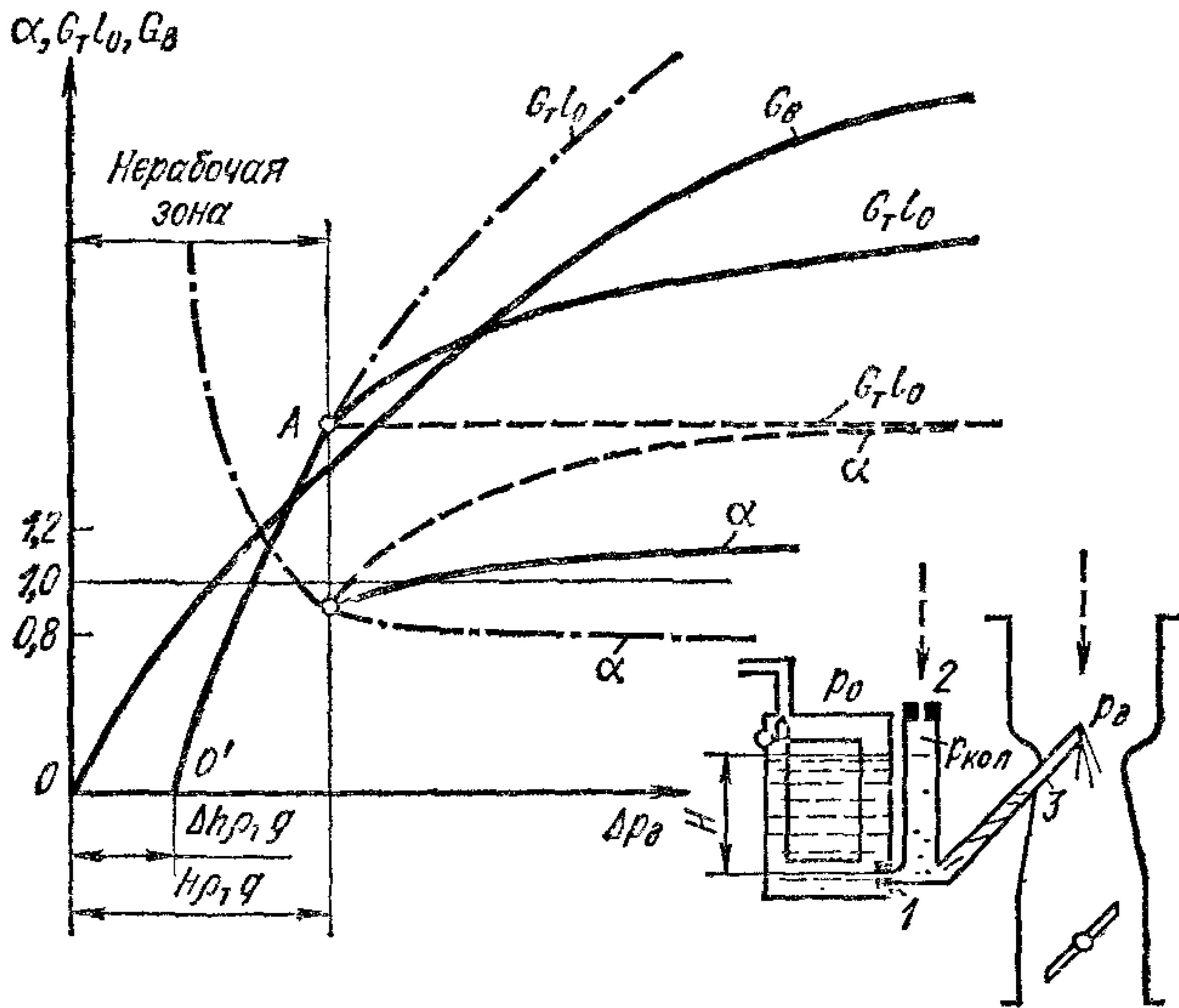


Рис. 158. Схема и характеристика карбюратора с пневматическим торможением топлива или понижением разрежения у жиклера

После опорожнения колодца истечение топлива из жиклера 1 происходит под действием перепада давления $\Delta p_{\text{кол}} = p_0 - p_{\text{кол}}$ и давления столба топлива H .

Количество эмульсирующего воздуха, поступающего через воздушный жиклер 2 в колодец (рис. 158 и 159),

$$G_{\text{в.эм}} = \mu_{\text{в2}} f_2 \sqrt{2 \Delta p_{\text{кол}} \rho_{\text{в}}}, \quad (237)$$

где $\mu_{\text{в2}}$ — коэффициент истечения воздушного жиклера.

Это же количество воздуха в качестве компонента эмульсии вытекает через распылитель 3 в диффузор, т. е.

$$G_{\text{в.эм}} = \mu_p f_p \sqrt{2 (\Delta p_p - \Delta p_{\text{кол}}) \rho_{\text{в}}}, \quad (238)$$

где μ_p и f_p — соответственно коэффициент истечения и площадь проходного сечения распылителя.

Принимая $\mu_{\text{в2}} = \mu_p$ и приравнявая (237) и (238), получим

$$f_2 \sqrt{\Delta p_{\text{кол}}} = f_p \sqrt{\Delta p_d - \Delta p_{\text{кол}}}.$$

Возведя обе части этого равенства в квадрат и разделив на $\Delta p_{\text{хол}}$, имеем

$$f_2^2 = f_p^2 \left(\frac{\Delta p_{\text{д}}}{\Delta p_{\text{хол}}} - 1 \right). \quad (239)$$

Отсюда

$$\Delta p_{\text{хол}} = \Delta p_{\text{д}} \frac{1}{1 + \left(\frac{f_2}{f_p} \right)^2}.$$

Из выражения (239) следует, что при $f_2 = 0$; $\Delta p_{\text{хол}} = \Delta p_{\text{д}}$. Таким образом, карбюратор работает по схеме элементарного.

На рис. 158 штрихпунктирными линиями показаны зависимости α и $G_T l_0$ от $\Delta p_{\text{д}}$ при отсутствии колодца ($f_2 = 0$), штриховыми линиями показаны те же зависимости для $f_2 = \infty$.

Сплошные линии изображают зависимости α и $G_T l_0$ от $\Delta p_{\text{д}}$ при заданном сечении воздушного жиклера 2, когда $\infty > f_2 > 0$, что соответствует схеме с пневматическим торможением топлива. Из графиков видно, что отличие в характере кривых начинается в точке А, когда $\Delta p_{\text{д}} = H \rho_{\text{тг}}$. Слева от этой точки ($\Delta p_{\text{д}} < H \rho_{\text{тг}}$) находится так называемая нерабочая зона главной дозирующей системы, и компенсацию смеси в этой зоне достигают применением вспомогательных систем и устройств карбюратора.

Состав смеси в эмульсионном карбюраторе определяется размерами (производительностью) топливного 1 и воздушного 2 жиклеров. Обогащение смеси может быть достигнуто увеличением производительности топливного жиклера или уменьшением производительности воздушного. Опыт показывает, что при малых нагрузках целесообразно регулировать производительность топливного жиклера, а при больших нагрузках — воздушного.

Система компенсации с пневматическим торможением топлива обеспечивает наиболее эффективное его распыление. Вследствие отсутствия подвижных деталей эта система обладает высокой надежностью, простотой конструкции и стабильностью при длительной работе. Поэтому она в настоящее время широко распространена.

§ 6. Вспомогательные устройства и системы карбюраторов

Система холостого хода. Система холостого хода обеспечивает работу двигателя без нагрузки, особенно при малой частоте вращения коленчатого вала. У большинства современных карбюраторов система холостого хода выполняет одновременно функции компенсационной системы на режимах дросселирования. При отсутствии внешней нагрузки на режиме холостого хода двигатель потребляет небольшое количество смеси, поэтому дроссельную заслонку прикрывают почти полностью. Прикрытие ее ограничивается упорным винтом 7 (рис. 159). Разрежение в диффузоре при малых расходах воздуха незначительно и недостаточно для того, чтобы топливо поднялось от уровня в поплавковой камере до выходного

отверстия распылителя, но зато разрежение за дроссельной заслонкой в этом случае достигает больших значений и используется для подачи топлива во впускной тракт.

Как видно из рис. 159, топливо к жиклеру холостого хода 8 поступает из полости за главным жиклером 1. Для уменьшения разрежения в пространстве за дроссельной заслонкой в каналы системы холостого хода впускается эмульсирующий воздух через калиброванное отверстие 4 и отверстие, регулируемое винтом 3 системы холостого хода.

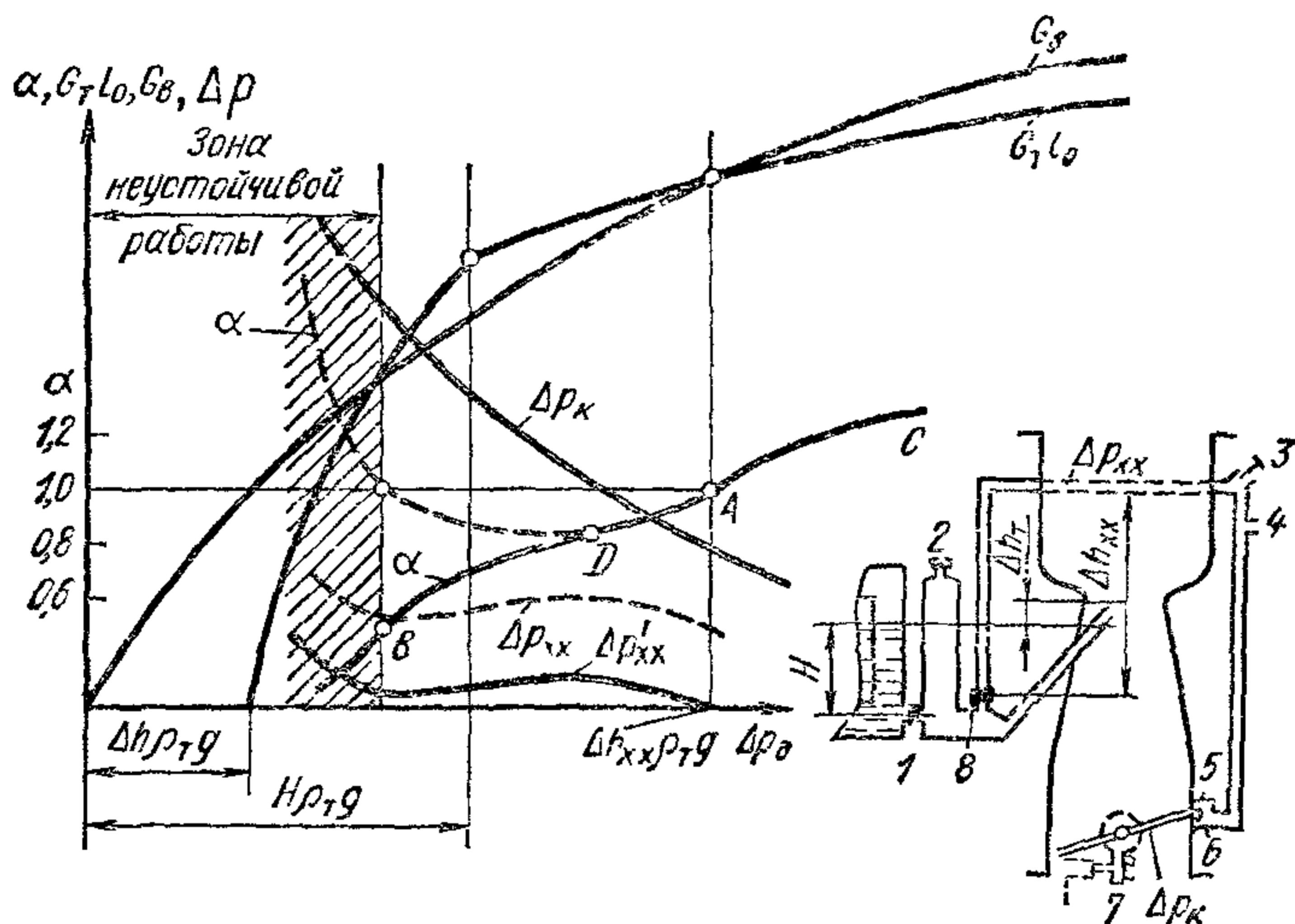


Рис 159. Схема системы холостого хода и характеристика карбюратора с компенсацией состава смеси при работе двигателя по нагрузочной характеристике

В смесительную камеру карбюратора топливовоздушная эмульсия обычно подается из системы холостого хода через отверстия 5 и 6 (см. рис. 159). Нижнее отверстие 6, расположенное под дроссельной заслонкой, когда она прикрыта, находится в зоне максимальных разрежений во время работы двигателя с малой частотой вращения коленчатого вала на холостом ходу. При этом верхнее отверстие 5 находится над дроссельной заслонкой, где разрежение значительно меньше. При открытии дроссельной заслонки разрежение у отверстия 6 постепенно снижается, а отверстие 5 находится в зоне повышенного разрежения. Таким образом, плавно увеличивается подача топлива из системы холостого хода, вследствие чего устраняется вероятность «провалов» в работе двигателя при переходе к нагрузочным режимам и отсутствует разрыв между подачей топлива из системы холостого хода и включением в работу главной дозирующей системы. Наличие двух отверстий для выхода эмульсии расширяет диапазон работы систем.

На некоторых карбюраторах регулировочный винт холостого хода 3 (рис. 160) регулирует не эмульсирующий воздух, а бензовоздушную эмульсию. В этом случае эмульсирующий воздух по-

ступает через воздушный жиклер холостого хода 2, который определяет количество воздуха, поступающего в систему. Количество эмульсии, поступающей в двигатель, регулируется положением винта 3, изменяющим проходное сечение, через которое эмульсия вытекает во впускной трубопровод.

Как видно из рис. 159, разрежение в системе холостого хода $\Delta p_{\text{хх}}$ меняется по мере повышения нагрузки (разрежения в диффузоре) и оно всегда меньше разрежения во впускном трубопроводе.

Разность между этими разрежениями регулируется винтом 3 (см. рис. 160), регулирующим подачу воздуха в систему холостого хода. Разрежение $\Delta p'_{\text{хх}}$ зависит также от размеров воздушного отверстия 4. Когда разрежение в системе холостого хода будет уравновешено давлением топлива $\Delta p'_{\text{хх}}$, т. е. станет равным $\Delta h_{\text{хх}} \rho_{\text{т}} g$ (рис. 159), истечение топлива из системы холостого хода прекратится (точка А). При дальнейшем повышении нагрузки (участок АС) направление движения воздуха в каналах системы холостого хода меняется на обратное, что объясняется превышением разрежения в диффузоре над разрежением за дроссельной заслонкой в зоне отверстий 5 и 6.

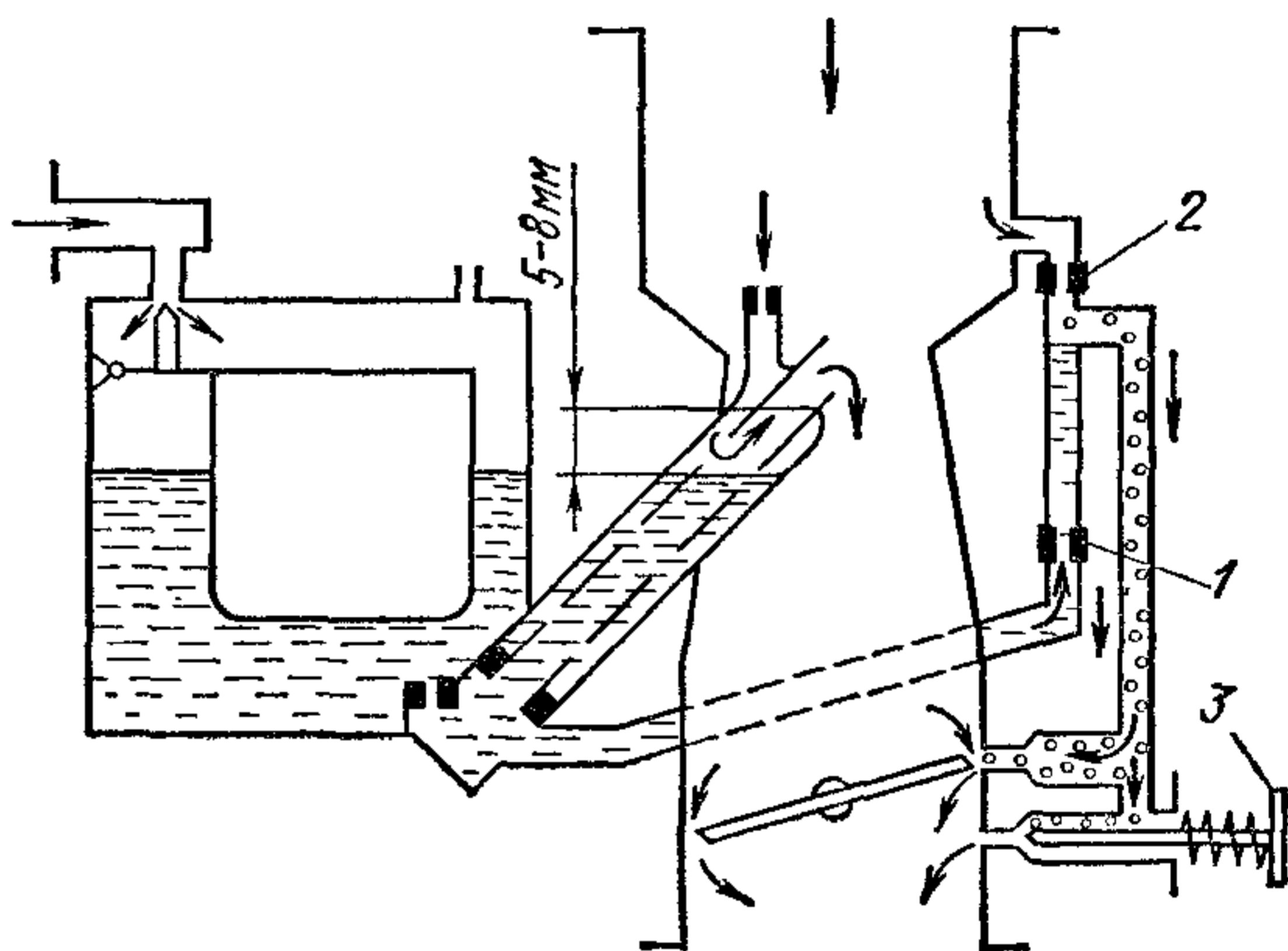


Рис. 160 Схема системы холостого хода с винтом регулировки количества эмульсии, поступающей в камеру

При снижении нагрузки на участке АВ вплоть до нерабочей зоны главной дозирующей системы компенсация состава смеси осуществляется обеими системами: главной дозирующей и холостого хода.

В нерабочей зоне главная дозирующая система подает сравнительно небольшое количество топлива и при малых разрежениях в диффузоре вообще отключается. В этом случае топливо подает только система холостого хода.

Участок ВD соответствует перемещению дроссельной заслонки от нижнего отверстия 6 к верхнему 5. На этом участке можно создать различный характер изменения $\Delta p_{\text{хх}}$, меняя положения дроссельной заслонки и отверстий для вывода эмульсии.

Штриховая кривая левее точки А показывает изменение коэффициента избытка воздуха в случае отключения системы холостого хода.

При работе двигателя на холостом ходу вследствие того, что за закрытой дроссельной заслонкой резко падает скорость воздуха, условия распыливания топлива и равномерного его перемешивания с воздухом значительно ухудшаются.

Во избежание стекания топлива по стенкам смесительной камеры из отверстий, расположенных у кромки дроссельной заслонки, когда она прикрыта, применяют удлинительные трубки, выводящие топливо из системы холостого хода в зону, где скорость течения более высокая. Устанавливают также дроссельные заслонки с соответствующими вырезами, которые облегчают выход топлива и пропускают поток воздуха с большой скоростью; на противоположной стороне дроссельной заслонки закрепляют эластичные накладки, препятствующие прохождению воздуха. Эти устройства, улучшая смесеобразование, создают более благоприятные условия для протекания процесса сгорания и способствуют снижению токсичности

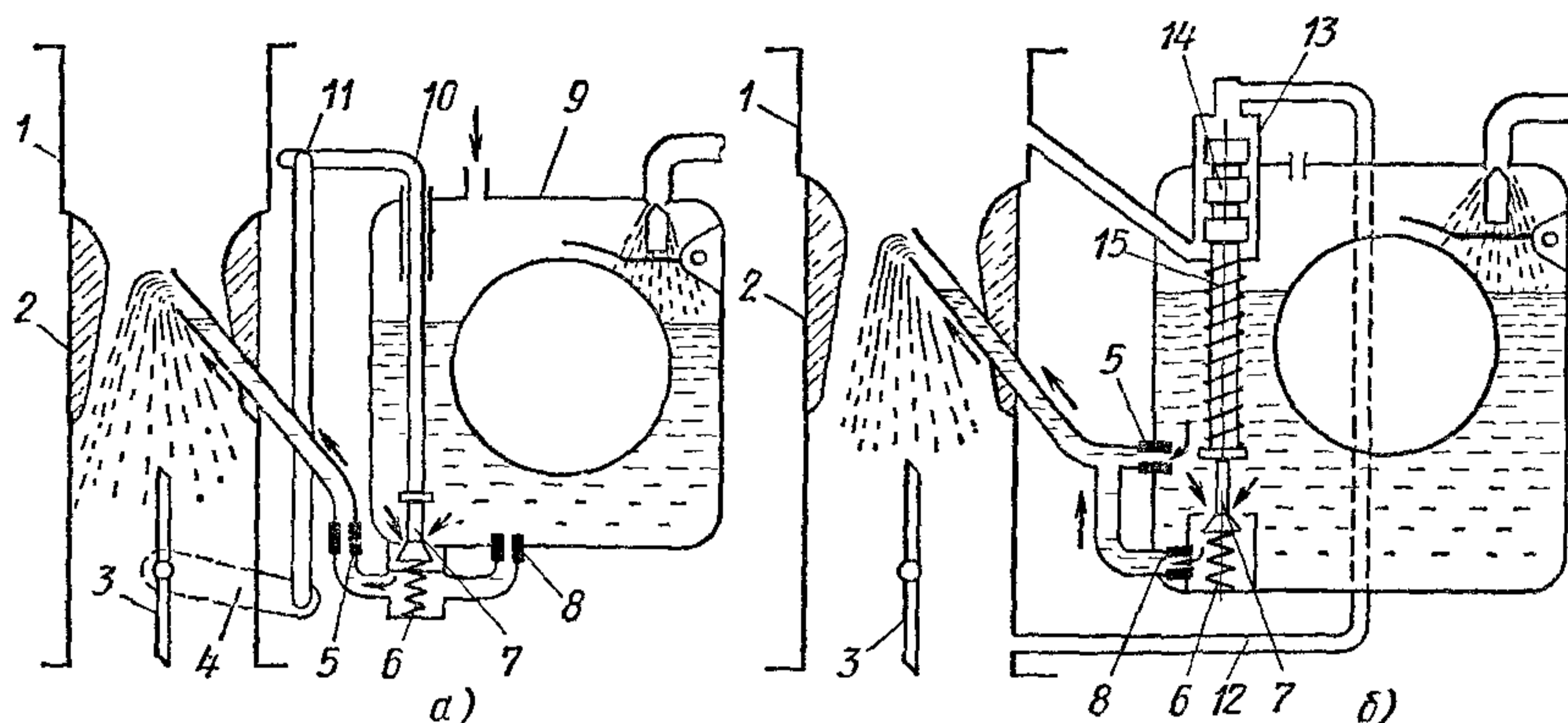


Рис. 161. Схемы экономайзеров:

а — с механическим приводом и последовательным включением жиклеров, б — с пневматическим приводом; 1 — входной патрубок; 2 — диффузор; 3 — дроссельная заслонка; 4 — рычаг на оси дроссельной заслонки; 5 — главный жиклер; 6 — пружина клапана экономайзера; 7 — клапан экономайзера; 8 — жиклер экономайзера; 9 — поплавковая камера; 10 — стержень; 11 — тяга; 12 — канал, соединяющий цилиндр привода с полостью за дроссельной заслонкой; 13 — цилиндр привода; 14 — поршень привода; 15 — пружина стержня поршня

отработавших газов. Опыт показывает, что усложнение конструкции карбюратора, например применение удлиненной трубки, снижает выбросы в атмосферу CO на малых частотах вращения холостого хода в 1,5—2 раза.

Экономайзер (обогащатель горючей смеси). Он подает дополнительное топливо, изменяя (обогащая) состав смеси при переходе от режима, при котором достигаются наилучшие экономические показатели двигателя, к режиму полной нагрузки.

Экономайзеры могут быть с механическим или пневматическим приводом. На рис. 161, а показана схема экономайзера с механическим приводом и последовательным расположением жиклеров. Требуемое обогащение смеси (10—15%) достигается соответствующим соотношением сечений главного жиклера 5 и жиклера 7 экономайзера ($f_{ж} \approx 1,3 f_{гл}$). Преимущество механического привода экономайзера заключается в его простоте. Клапан 8 экономайзера открывается при открытии дроссельной заслонки на 85—90%. Недостатком механического привода является то, что включение

экономайзера определяется только положением дроссельной заслонки и не зависит от характера изменения расхода воздуха и мощности от угла открытия дроссельной заслонки при различных частотах вращения. Поэтому во время работы двигателя по нагрузочным характеристикам экономайзер включается при неодинаковых разрежениях за дроссельной заслонкой, а следовательно, и в диффузоре.

На рис. 162 показано изменение мощности двигателя в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки на двух скоростных режимах при использовании экономайзера с механическим приводом. Когда частота вращения мала (кривая 2), мощность двигателя заметно увеличивается при открытии дроссельной заслонки примерно на 50%, а затем до включения экономайзера прирост мощности невелик. При больших частотах вращения (кривая 1) мощность интенсивно растет вплоть до включения экономайзера.

Следовательно, при меньшей частоте вращения в рассматриваемом случае было бы целесообразно включить экономайзер раньше, при открытии дроссельной заслонки (примерно на 50%). Такое влияние скоростного режима на изменение мощности в зависимости от положения дроссельной заслонки объясняется тем, что при значительном открытии ее проходное сечение смесительной камеры меняется незначительно, а разрежение за дроссельной заслонкой заметно растет с повышением частоты вращения.

Более плавного увеличения мощности двигателя на всех скоростных режимах можно достигнуть путем использования экономайзера с пневматическим приводом (см. рис. 161, б). Пространство за дроссельной заслонкой соединено каналом 12 с цилиндром 13 привода. При малых и средних нагрузках под действием разрежения в этом пространстве поршень 14 удерживается в верхнем положении, несмотря на противодействие пружины 15. На нижнюю поверхность поршня действует атмосферное давление. Клапан 7 экономайзера прижат к гнезду пружинной 6.

При значительных нагрузках (положение, показанное на рис. 161, б) разрежение в пространстве за дроссельной заслонкой уменьшается. Когда усилие пружины 15 оказывается достаточным для преодоления силы, удерживающей поршень привода в верхнем положении, стержень привода нажимает на клапан 7, и топливо через жиклер 8 экономайзера поступает к распылителю.

На легковых автомобилях экономайзер целесообразно включать при значительной скорости, т. е. при большой частоте вращения,

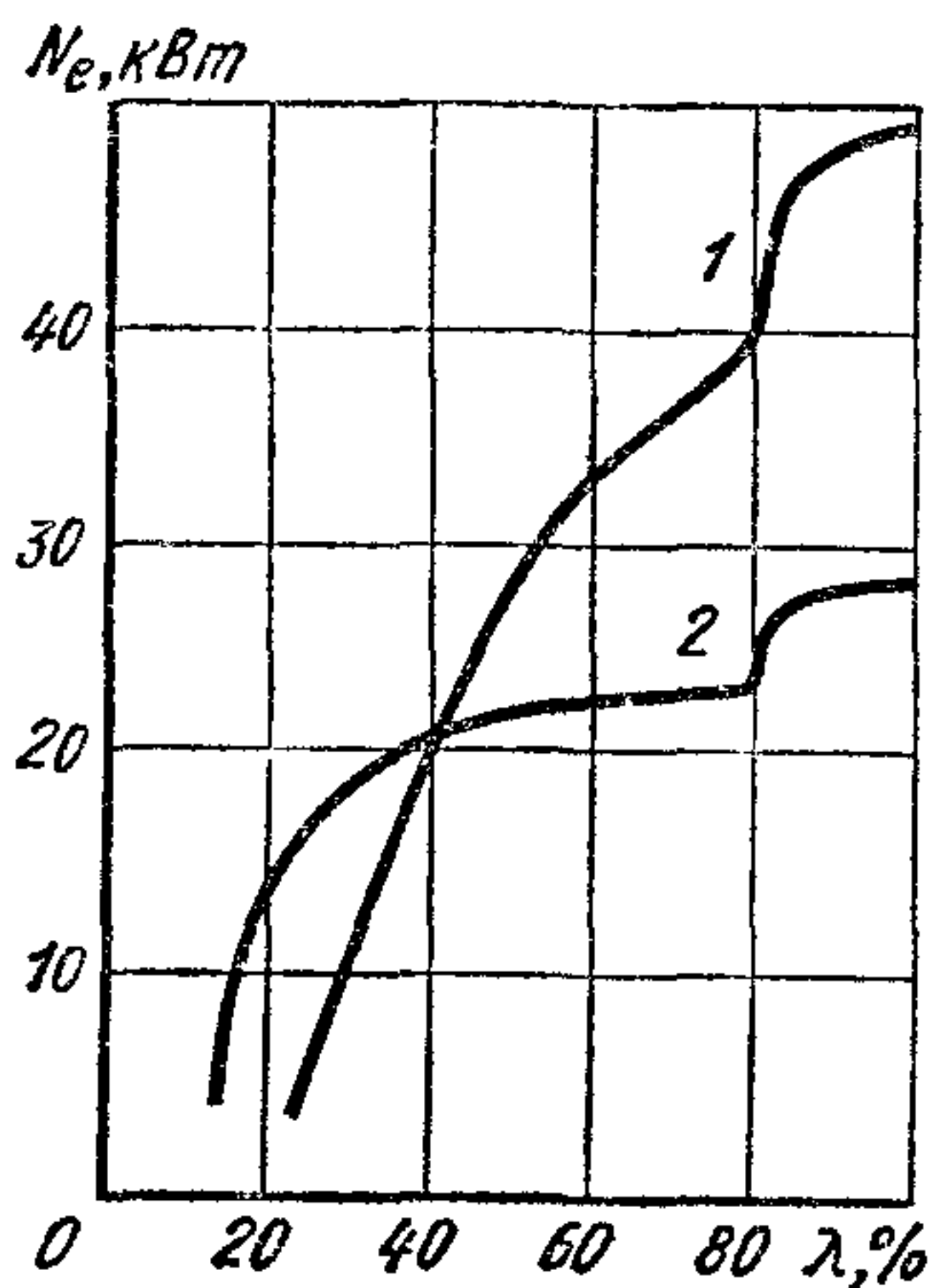


Рис. 162. Изменение мощности двигателя N_e в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки:

1 — $n = 2000$ об/мин; 2 — $n = 1000$ об/мин

поэтому карбюраторы двигателей этих автомобилей обычно имеют экономайзеры с механическим приводом. На грузовых автомобилях, когда повышенная мощность часто нужна при сравнительно невысокой частоте вращения, целесообразно применять кроме экономайзера с механическим приводом также экономайзер с пневматическим приводом. Последний включают обычно при уменьшении разрежения во впускном трубопроводе в пределах 10,6—24 кПа.

Основным преимуществом экономайзера с пневматическим приводом является включение его при заданном разрежении в пространстве за дроссельной заслонкой независимо от частоты вращения,

что улучшает условия перехода к работе с большими нагрузками.

Насос-ускоритель. Он обогащает смесь во время разгона автомобиля при резком открытии дроссельной заслонки, вследствие чего улучшаются динамические качества автомобиля.

На рис. 163, а показано изменение по времени частоты вращения (кривая 4), открытия дроссельной заслонки (кривая 3) и состава смеси при наличии насоса-ускорителя (кривая 2) и без него (кривая 1). На рис. 163, б изображено изменение коэффициента α при резком (кривая 5) и затыжном (кривая 6) впрыске (точка А — начало впрыска, точка В — конец

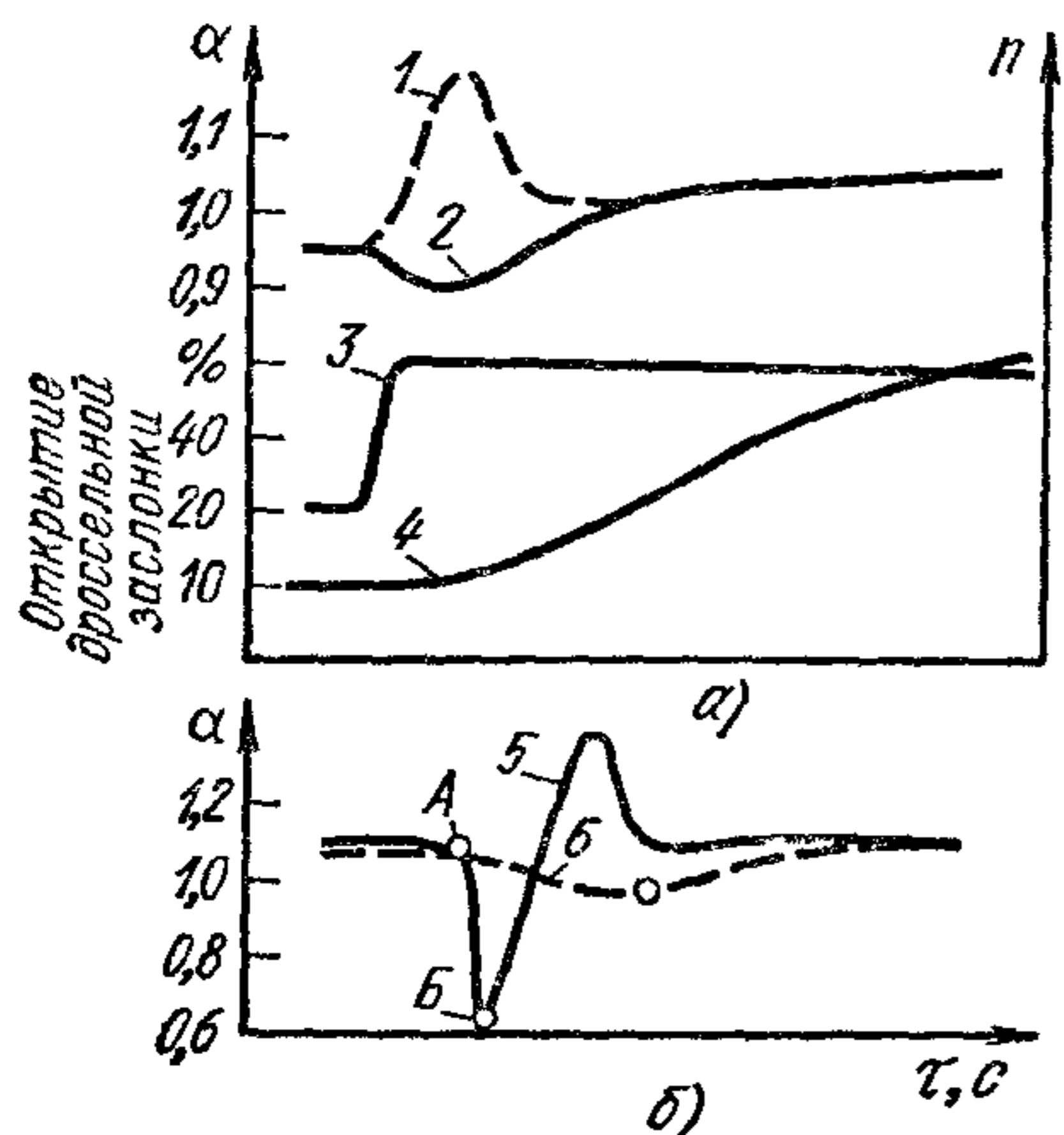


Рис. 163. Изменение параметров двигателя при разгоне

впрыска). Для того чтобы при впрыске дополнительного топлива обеспечивался оптимальный состав смеси, впрыск должен быть затыжным. С этой целью в привод насоса-ускорителя вводят пружину, которая управляет движением плунжера.

Насос-ускоритель может иметь пневматический или механический приводы. Вследствие свойственных пневматическому приводу недостатков, приводящих к запаздыванию действия, он не получил широкого распространения.

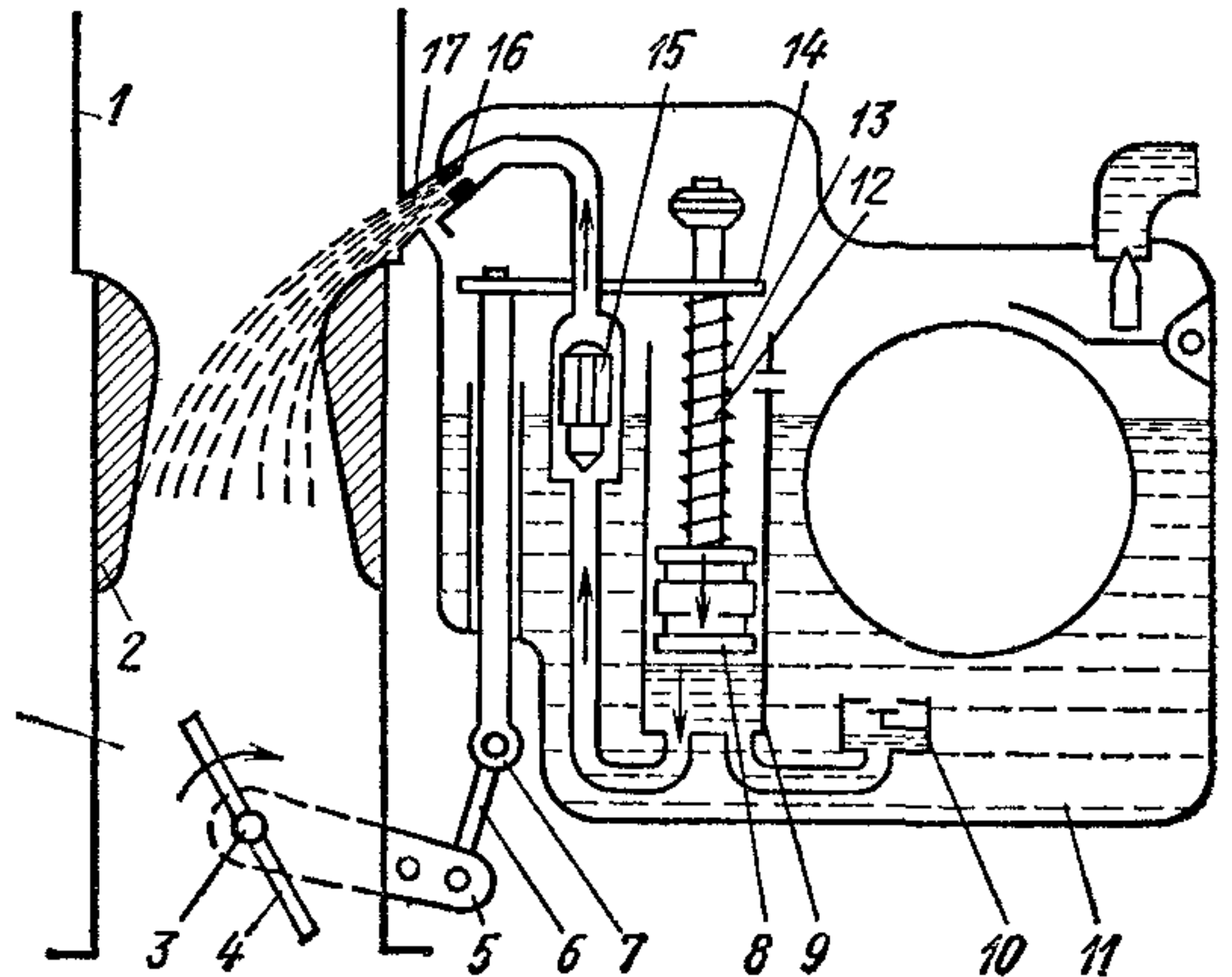
На рис. 164 показана схема насоса-ускорителя с механическим приводом. Количество впрыскиваемого топлива во время разгона автомобиля регулируется ходом плунжера 8 насоса-ускорителя в зависимости от времени года. Зимой в связи с более низкой температурой и ухудшением испаряемости топлива увеличивают объем впрыскиваемого топлива. Система впрыска дополнительного топлива имеет два клапана: впускной 10, который при впрыске разбрызгивает поплавковую камеру 11, с колодцем 9 насоса-ускорителя, и выпускной 15, исключающий подсасывание и подтекание топлива из поплавковой камеры. При медленном открытии дроссельной заслонки топливо возвращается в поплавковую камеру карбюратора через впускной клапан 10 и частично через зазор между плунжером

и стенками насоса-ускорителя. На карбюраторах двигателей ВАЗ, ЗИЛ-130Ф, ЗИЛ-114 применяются насосы-ускорители диафрагменного типа.

Пусковые устройства. Система пуска большинства карбюраторов представляет собой воздушную заслонку, размещенную во

Рис. 164. Схема насоса-ускорителя с механическим приводом:

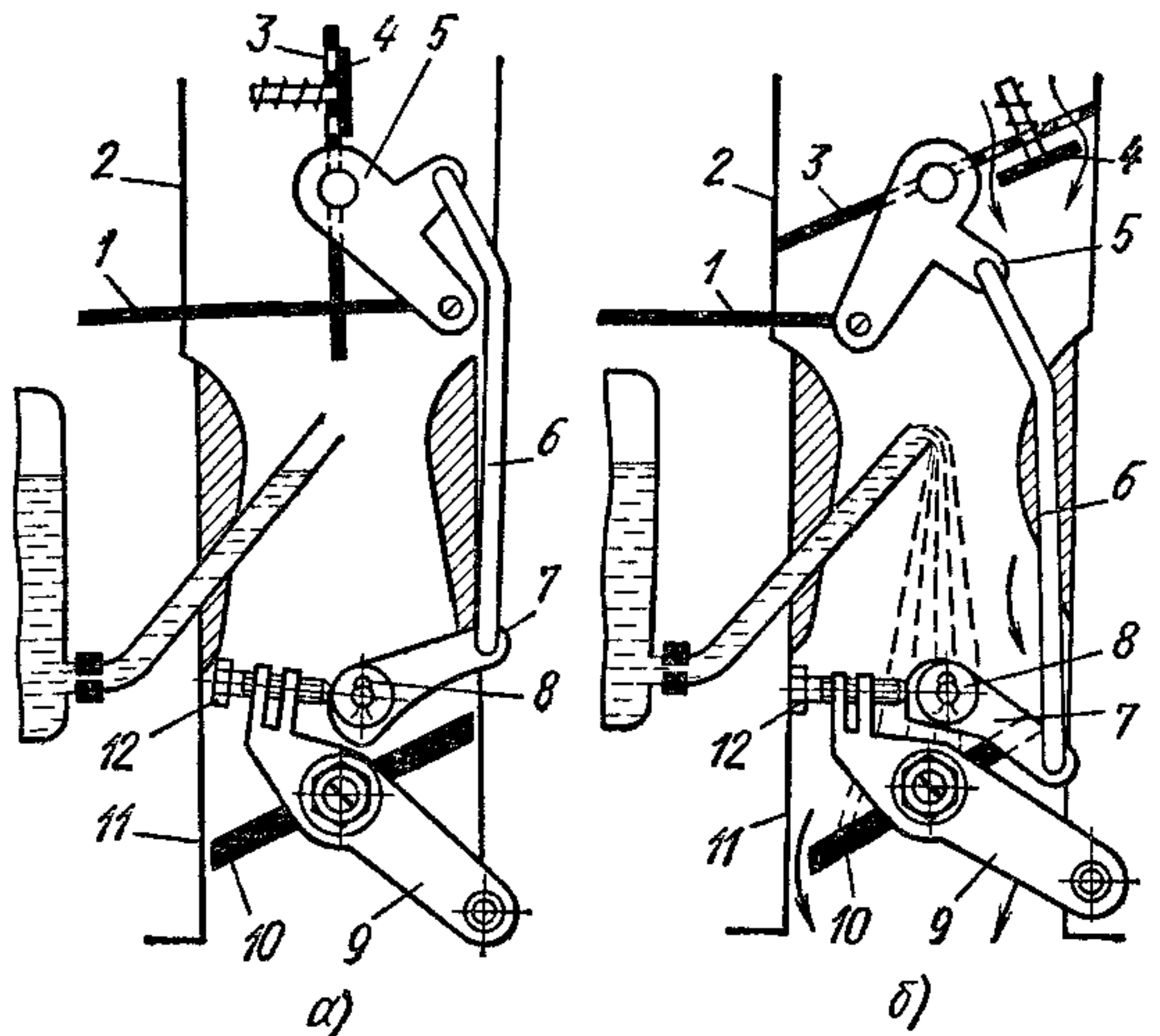
1 — впускной патрубок; 2 — диффузор, 3 — ось дроссельной заслонки; 4 — дроссельная заслонка; 5 — рычаг управления дроссельной заслонкой; 6 — серьга; 7 — тяга; 8 — плунжер насоса-ускорителя; 9 — колодец насоса-ускорителя; 10 — впускной клапан; 11 — поплавковая камера; 12 — шток; 13 — пружина; 14 — соединительная пластина; 15 — выпускной клапан; 16 — жиклер насоса-ускорителя; 17 — воздушный канал



впускном патрубке и снабженную автоматическим клапаном (рис. 165). Прикрытие воздушной заслонки ограничивает поступление воздуха в карбюратор и создает высокое разрежение в диффузоре, что вызывает интенсивное истечение топлива из распылителей.

Рис. 165. Схема воздушной заслонки карбюратора:

а — заслонка открыта, б — заслонка закрыта; 1 — трос привода воздушной заслонки, 2 — впускной патрубок; 3 — воздушная заслонка; 4 — автоматический клапан; 5 — рычаг привода воздушной заслонки; 6 — тяга, 7 — промежуточный рычаг; 8 — ось промежуточного рычага; 9 — рычаг оси дроссельной заслонки; 10 — дроссельная заслонка; 11 — смесительная камера; 12 — упорный винт, ограничивающий закрытие дроссельной заслонки



При движении смеси по впускному тракту в процессе пуска непрогретого двигателя на холодных стенках впускного трубопровода конденсируется и оседает значительное количество топлива. До цилиндров доходит незначительная его часть, в связи

с чем требуется переобогащать смесь. Если после пуска двигателя сразу не приоткрыть воздушную заслонку 3, то автоматический клапан 4 пропустит в двигатель минимально необходимое количество воздуха. У многих карбюраторов ось воздушной заслонки несколько смещена относительно оси патрубка, что способствует ее открытию после пуска, когда скоростной напор воздуха возрастет.

Для облегчения пуска двигателя дроссельная заслонка 10 должна быть немного приоткрыта, поэтому ее соединяют с воздушной заслонкой системой тяг и рычагов, чтобы при закрытой воздушной заслонке дроссельная заслонка была открыта на определенную величину.

Другие вспомогательные устройства. Для обеспечения сохранения регулировки карбюратора в условиях длительной эксплуата-

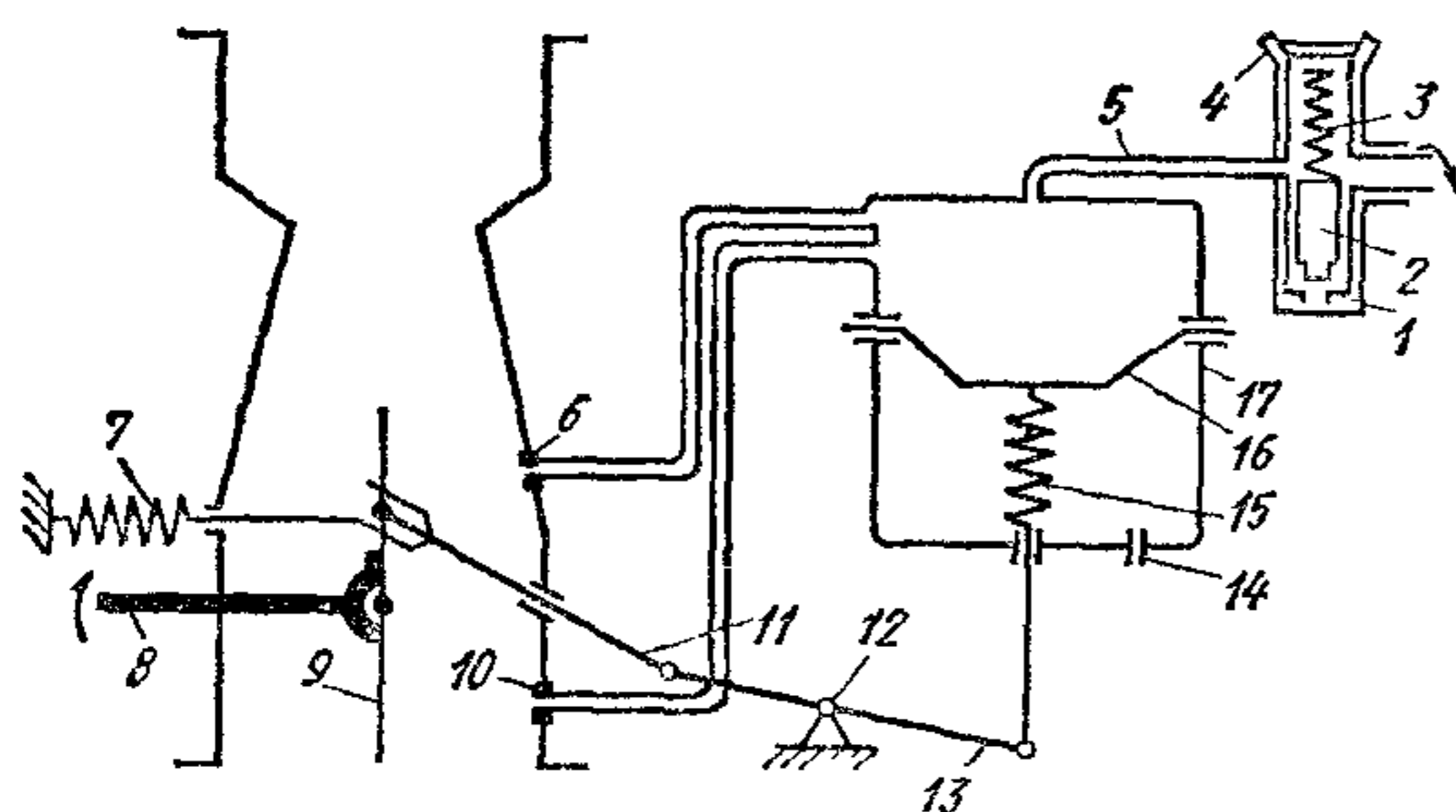


Рис. 166. Схема центробежно-вакуумного ограничителя максимальной частоты вращения двигателя

ции необходимо, чтобы перепад давлений между поплавковой камерой и диффузором не зависел от сопротивления воздухоочистителя. Это достигается балансировкой карбюратора, т. е. соединением изолированной от атмосферы поплавковой камеры со впускным воздушным патрубком специальным каналом 3 (см. рис. 148). Так как канал 3 расположен во впускном

патрубке после воздухоочистителя, то сопротивление воздухоочистителя, изменяющееся вследствие его засорения, не будет влиять на регулировку карбюратора и на состав смеси.

Максимальная мощность двигателей грузовых автомобилей ограничивается специальными ограничителями — регуляторами частоты вращения с пневматическим или другим приводом.

На рис. 166 показана схема центробежно-вакуумного ограничителя. Датчик состоит из неподвижного корпуса 1 и вращающегося в нем клапана 2, удерживаемого от перемещения по направляющей втулке пружиной 3. Натяжение пружины регулируют при сборке ограничителя.

Клапан получает вращение через специальный привод от распределительного или коленчатого вала. Через отверстие 4, гнездо клапана 2 и трубопровод 5 верхняя полость исполнительного механизма 17 сообщается с атмосферой. Двумя трубопроводами через калиброванные отверстия 6 и 10 она соединена также со смесительной камерой карбюратора и пространством за дроссельной заслонкой. Пружина 7 стремится открыть дроссельную заслонку 9, положение которой определяется рычагом управления 8.

Система рычагов 11 и 13 имеет вильчатое соединение и не препятствует изменению положения дроссельной заслонки. Нижняя часть корпуса исполнительного механизма сообщается с атмосферой

через отверстие 14. Диафрагма 16 с помощью пружины 15 оттягивается вниз.

С повышением частоты вращения выше расчетного под действием центральной силы клапан 2 растягивает пружину 3 и при посадке на седло разобцает верхнюю полость исполнительного механизма Б с атмосферой. Независимо от положения дроссельной заслонки вследствие наличия отверстий 6 и 10 над диафрагмой создается разрежение, достаточное для ее перемещения вверх, при этом рычаг 13 поворачивается около шарнира 12, перемещает рычаг 11 и прикрывает дроссельную заслонку. Ограничители такого типа работают четко, независимо от того, при каком положении дроссельной заслонки частота вращения коленчатого вала достигает максимума.

Дополнительным устройством, обеспечивающим экономию топлива на эксплуатационных режимах, является эконоустат, который применяется в некоторых конструкциях карбюраторов. Он представляет собой особую дозирующую систему, предназначенную для подачи дополнительного топлива при больших расходах воздуха, когда двигатель работает с полностью открытой дроссельной заслонкой по скоростной характеристике, или на частичных нагрузках. Питание эконоустата осуществляется непосредственно из поплавковой камеры. Эконоустат имеет топливный, воздушный и эмульсионный жиклеры. Канал, подающий топливо к эмульсионному жиклеру эконоустата проходит выше уровня поплавковой камеры. Поэтому при малых и средних нагрузках разрежение, создающееся у эмульсионного жиклера, эконоустата оказывается недостаточным для подъема топлива в канал эконоустата и он начинает функционировать только при больших расходах воздуха.

На значительных нагрузках, когда вследствие большого расхода воздуха перед диффузорами создается разрежение, достаточное для поступления топлива в эту зону, эконоустат подает распыленное топливо перед основным распылителем в количестве, необходимом для оптимальной компенсации состава смеси.

§ 7. Ограничение разрежения в системе впуска

Во время работы двигателя на принудительном холостом ходу для предотвращения переобогащения смеси в ряде конструкций применяют ограничитель разрежения, клапан которого при прикрывании дроссельной заслонки карбюратора и высоком разрежении во впускном трубопроводе сообщает его с атмосферой.

При работе ограничителя разрежения необходимо, чтобы воздушный клапан, сообщающий впускной трубопровод с атмосферой, был открыт и при более высоком, чем обычно, разрежении в трубопроводе. В качестве примера рассмотрим схему ограничителя разрежения (рис. 167) конструкции Московского карбюраторного завода (МКЗ). Принцип работы ограничителя разрежения основан на том, что его клапан открывается при давлении во впускном трубопроводе $\Delta p_k \approx 0,07$ МПа, т. е. при неполном разрежении,

а удерживается в открытом положении, когда Δp_k значительно меньше под действием полного разрежения.

Клапан 5 смонтирован на диафрагме 9, которая вместе с корпусом 4 образует камеру 8. Она при закрытом клапане сообщается с атмосферой отверстиями 6 и с пространством за дроссельной заслонкой — через регулируемое отверстие 3. Разрежение к отверстию 3 передается по каналу 2 через отверстие 1. Из атмосферы воздух к отверстиям 6 поступает через фильтр 7.

Исследование влияния ограничителя разрежения на работу двигателей ЗИЛ-130 и двигателя ЗИЛ-130Ф с форкамерно-факельным

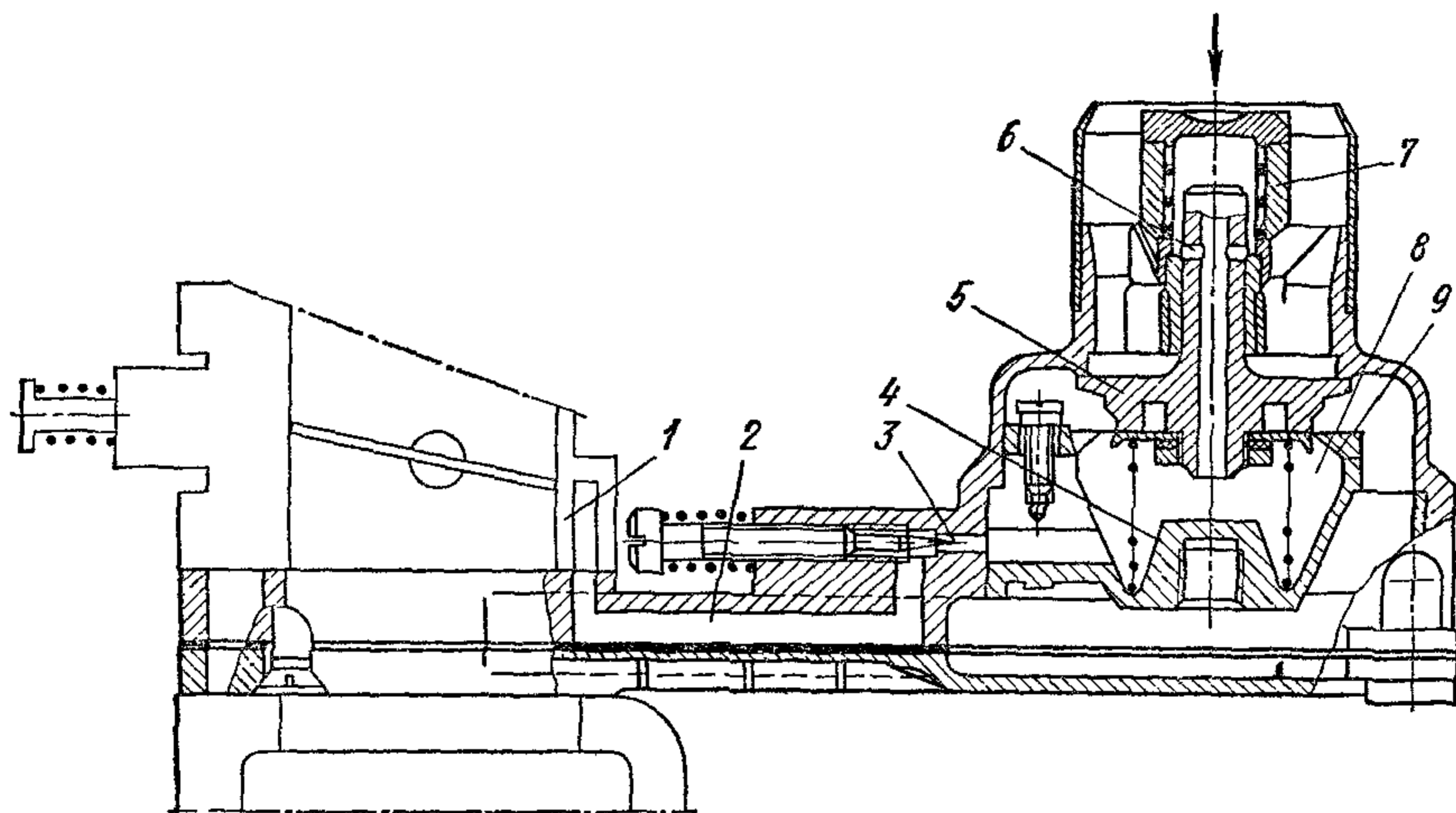


Рис. 167. Схема ограничителя разрежения конструкции МКЗ

зажиганием показало, что их работа при переходных процессах протекает без «провалов» мощности. Разрежение во впускном трубопроводе при скоростях движения автомобиля до 90 км/ч и движений накатом составляет $\Delta p_k \approx 0,045$ МПа (без ограничителя разрежения при этих же условиях $\Delta p_k \approx 0,08$ МПа). По данным испытаний, проведенных в МАДИ, работа двигателя ЗИЛ-130 при установке ограничителя разрежения более устойчива, абсолютная величина крутящего момента двигателя при разгоне выше и он более стабилен, чем у двигателя без ограничителя разрежения.

При установке ограничителя разрежения существенно снижаются расходы картерного масла. По данным испытаний в условиях горных дорог Крыма, расходы масла у двигателей ЗИЛ-133 снизились на 9,5—13%. Применение ограничителя разрежения резко уменьшает выброс в атмосферу токсических компонентов с отработавшими газами

§ 8. Методы снижения токсических компонентов в отработавших газах

Для уменьшения токсических компонентов в отработавших газах ведутся работы по совершенствованию процесса карбюрации в направлениях:

- 1) обеспечения равномерного распределения топлива в воздухе, в пропорциях, определяемых режимом работы двигателя;
- 2) применение регуляторов принудительного холостого хода как комплексных систем, включающих в себя ограничитель разрежения и экономайзер холостого хода, и автоматическое регулирование действия этих систем в зависимости от режима работы двигателя;
- 3) использования подогрева топлива или топливовоздушной смеси на различных участках впускного тракта, в том числе регулируемого подогрева топливовоздушной смеси, определяемого режимом работы двигателя;
- 4) применения ультразвука или различных механических устройств для улучшения распыливания топлива в карбюраторе.
- 5) создания конструкций карбюраторов с пневматическим распыливанием топлива под давлением — малотоксических карбюраторов;
- 6) усовершенствования многокамерных карбюраторов.

Для двигателей, находящихся в эксплуатации, выбирают оптимальные регулировки систем питания и зажигания для снижения токсических компонентов в отработавших газах. Опыты показали, что регулировка системы холостого хода винтом качества влияет на содержание окиси углерода в отработавших газах не только на режимах холостого хода, но и на принудительном холостом ходу и на режимах постоянной частоты вращения коленчатого вала. По данным Центрального научно-исследовательского полигона ЦАМИ, при регулировке главной дозирующей системы изменением производительности главного жиклера так же, как и при регулировке системы холостого хода можно снизить содержание окиси углерода в отработавших газах без ухудшения экономичности и динамических качеств автомобиля. Снижение в 3 раза производительности ускорительного насоса по сравнению с номинальной уменьшило содержание СО в отработавших газах, но при этом резко ухудшились динамические качества автомобиля.

Опыты по оценке влияния уровня топлива в поплавковой камере карбюратора на выброс в атмосферу токсических веществ с отработавшими газами показали, что отклонение уровня ± 2 мм от номинального практически не влияет на содержание окиси углерода.

Оценка содержания токсических компонентов в продуктах сгорания при регулировке карбюраторов проводилась в соответствии с правилами № 15 ЕЭК ООН.

С целью снижения токсических компонентов в отработавших газах системы следует регулировать так, чтобы по возможности не ухудшались экономичность двигателя и динамические качества автомобиля.

§ 9. Многокамерные карбюраторы

Применение многокамерных карбюраторов (двух- и четырехкамерных с последовательным включением камер) — одно из перспективных направлений совершенствования карбюрации. В двухкамерных карбюраторах первичная камера обеспечивает работу двигателя на холостом ходу, при малых и средних нагрузках; вторичная камера включается в работу при переходе к полным нагрузкам, когда в первичной камере карбюратора образуется недостаточное количество смеси. В четырехкамерных карбюраторах имеются две первичные и две вторичные камеры, которые работают синхронно.

Включение в работу вторичных камер сопровождается обеднением смеси, так как при открытии дроссельной заслонки вторичной камеры происходит перераспределение расхода воздуха между камерами. Оно сопровождается обеднением смеси в первичной камере потому, что часть потока воздуха ответвляется во вторичную камеру, а во вторичной камере разрежение оказывается недостаточным для необходимого обогащения смеси. Дроссельные заслонки вторичных камер у большинства конструкций многокамерных карбюраторов начинают открываться, когда заслонки первичных камер открыты на $40-50^\circ$. Обеднение смеси, происходящее при включении в работу вторичных камер, необходимо компенсировать дополнительной подачей топлива.

Имеется несколько способов дополнительной подачи топлива при открытии дроссельной заслонки вторичной камеры, которые осуществляются так называемой «переходной» системой, ниже дано описание четырех таких систем.

1. Во вторичной камере карбюратора над дроссельной заслонкой расположено отверстие, через которое в начале открытия заслонки поступает бензовоздушная эмульсия под действием высокого разрежения, создающегося в этой зоне. Переходная система, работающая по этому способу, аналогична системе холостого хода в первичной камере карбюратора. Эмульсия поступает только при малых углах открытия дроссельной заслонки вторичной камеры. При увеличении угла ее открытия начинает работать главная дозирующая система вторичной камеры.

2. Переходная система включается в систему не после главных жиклеров, а непосредственно в поплавковую камеру карбюратора. Главная дозирующая система вторичных камер при этом начинает работать раньше. Дополнительная подача топлива не обеспечивает необходимое обогащение смеси, при котором не происходит кратковременного снижения мощности при включении в работу вторичных камер.

3. При работе двигателя по внешней скоростной характеристике, вплоть до достижения максимального крутящего момента при больших диапазонах нагрузок и частот вращения работает одна первичная камера карбюратора, что благоприятно сказывается на протекании процесса смесеобразования при разгоне автомобиля, а также и на других эксплуатируемых режимах. Повышенные скорости

движения смеси в первичной смесительной камере карбюратора способствуют лучшему перемешиванию и испарению топлива в воздушном потоке, а следовательно, и снижению неравномерности его распределения.

Вторичная камера карбюратора имеет две дроссельные заслонки, которые открываются, когда достигается максимальный крутящий момент.

В карбюраторах такого типа специальные переходные системы отсутствуют. В первичной камере устанавливаются два или три диффузора, во вторичной камере — один, чтобы можно было разместить вторую заслонку.

4. Переходная система обеспечивает подачу бензовоздушной эмульсии через отверстие, расположенное над дроссельной заслонкой вторичной камеры. Открытие дроссельной заслонки осуществляется пневмоприводом, управляющий импульс которого возникает под действием соответствующего разрежения в диффузорах карбюратора.

Дроссельные заслонки первичной и вторичной камер имеют механическую или пневматическую связь. В случае механической связи, состоящей из кулисно-рычажного привода (рис. 168), момент начала работы вторичной камеры определяется соотношением плеч приводных рычагов; при пневматической связи (рис. 169) — величиной разрежения в диффузорах или динамического напора воздуха (при использовании во вторичной камере двух заслонок и установке на второй заслонке противовеса).

На рис. 168 показана схема двухкамерного карбюратора двигателя автомобиля «Жигули» с последовательным включением камер. Для этих карбюраторов применен метод двухжиклерного регулирования. При работе двигателя по внешней скоростной характеристике дроссельные заслонки первичной и вторичной камер карбюратора открыты полностью и главные дозирующие системы обеих камер (2 и 4) работают одинаково. На средних и малых нагрузках и на холостом ходу питание двигателя осуществляется только через первичную камеру 1. Вначале работает только система холостого хода 5, затем по мере возрастания нагрузки начинает функционировать главная дозирующая система 4. С ростом нагрузки механический кулисно-рычажный привод открывает дроссельную заслонку вторичной камеры. При плавном открытии дроссельной заслонки через отверстие 9 подается бензовоздушная смесь (работает переходная система). В случае резкого открытия дроссельной заслонки обогащение смеси, обеспечиваемое переходной системой, оказывается недостаточным, и дополнительное топливо подается ускорительным насосом 6 мембранного типа.

Кулачок, расположенный на оси дроссельной заслонки первичной камеры, имеет соответствующий профиль, обеспечивающий впрыск топлива по заданному закону.

При повороте рычага привода дроссельной заслонки поворачивается кулачок, который, воздействуя на рычаг 7, перемещает мембрану насоса, и через форсунку 3 происходит впрыск топлива.

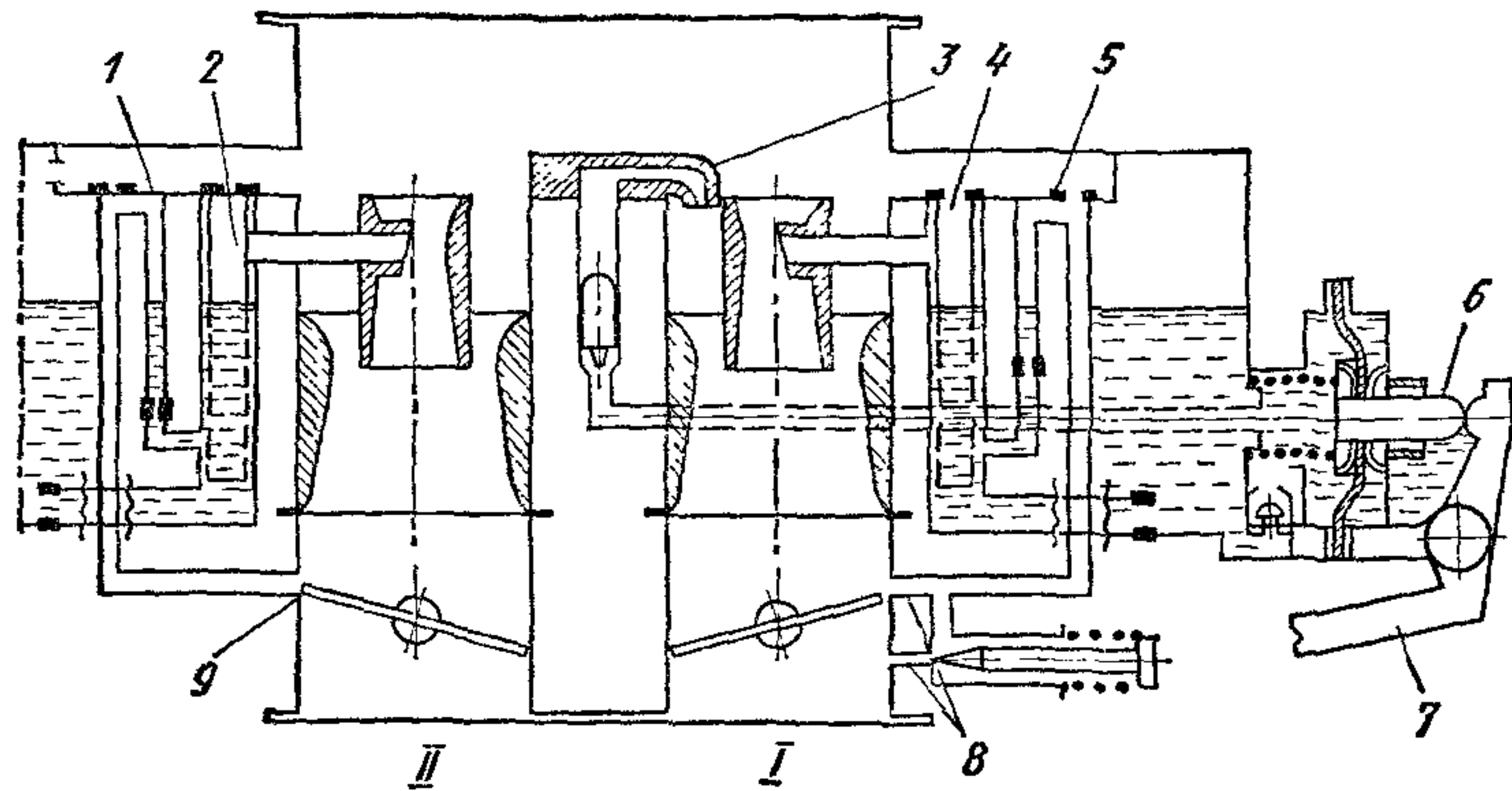


Рис. 168. Схема многокамерного карбюратора с последовательным открытием дроссельных заслонок и механическим приводом:

I — первичная камера; *II* — вторичная камера; 1 — дополнительная система; 2 и 4 — главные дозирующие системы соответственно камер *II* и *I*; 3 — форсунка ускорительного насоса; 5 — система холостого хода; 6 — ускорительный насос; 7 — рычаг привода ускорительного насоса; 8 — выходные отверстия системы холостого хода; 9 — выходное отверстие дополнительной системы

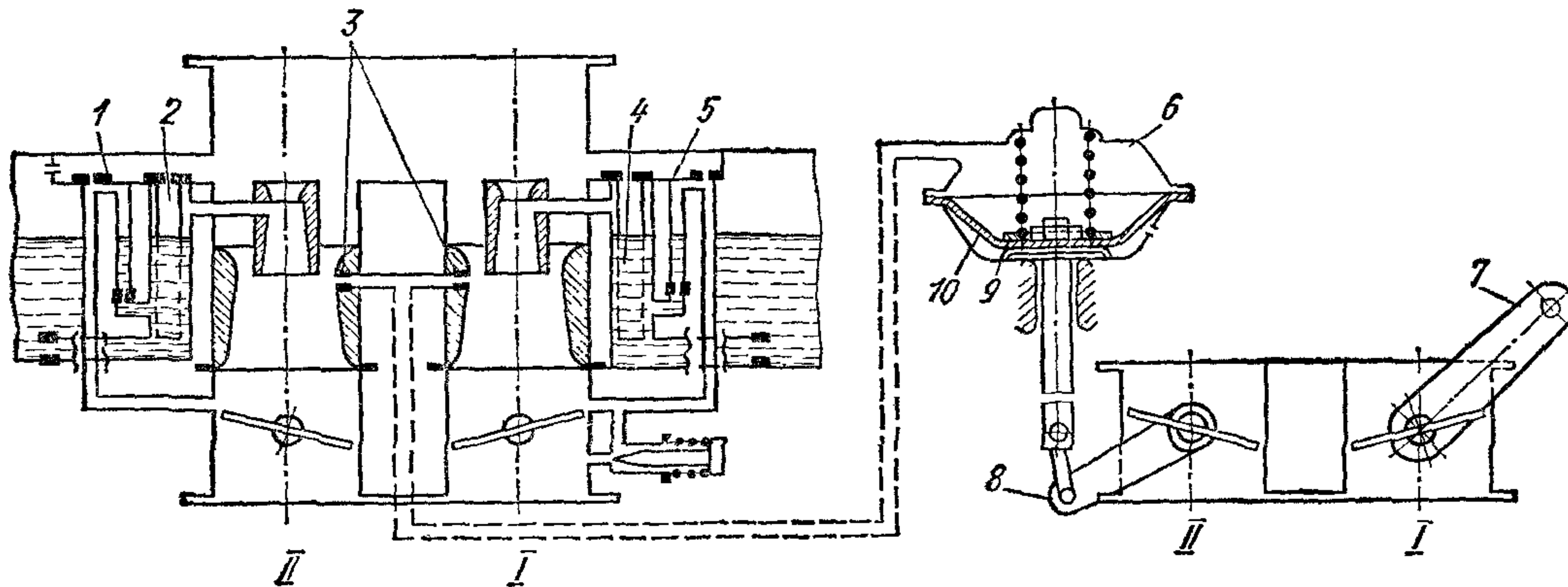


Рис. 169. Схема многокамерного карбюратора с мембранным (вакуумным) приводом:

1 — дополнительная система; 2 и 4 — главные дозирующие системы соответственно камер *II* и *I*; 3 — калиброванные отверстия; 5 — система холостого хода; 6 — мембранный механизм; 7 — рычаг открытия дроссельной заслонки камеры *I*; 8 — рычаг дроссельной заслонки камеры *II*; 9 — пружина; 10 — мембрана

§ 10. Тепловые явления в процессе карбюрации

Рассмотренные в гл. II свойства топлив существенно влияют на процесс карбюрации.

Испарение топлива происходит в течение всего процесса образования топливовоздушной смеси и сопровождается снижением температуры.

Количество теплоты, которое отводится от топливовоздушной смеси, состоящей из воздуха и 1 кг топлива, при охлаждении на 1°C

$$q = c_T + \alpha l_0 c_{pB},$$

где c_T и c_{pB} — соответственно теплоемкости топлива и воздуха.

При испарившейся в системе впуска доле топлива x количество теплоты, затраченной на испарение,

$$rx = (c_T + \alpha l_0 c_{pB}) \Delta t_x,$$

где r — скрытая теплота парообразования топлива; Δt_x — понижение температуры топливовоздушной смеси при испарении x кг топлива.

Решая это уравнение относительно Δt_x , получим

$$\Delta t_x = \frac{rx}{c_T + \alpha l_0 c_{pB}}.$$

Для определения минимальной температуры смеси, при которой возможен пуск двигателя, необходимо найти парциальное давление паров топлива в топливовоздушной смеси.

По закону Дальтона давление во впускном трубопроводе

$$p_K = p'_B + p'_T,$$

где p'_T и p'_B — парциальные давления паров топлива и воздуха.

Характеристическое уравнение для массы воздуха в смеси

$$p'_B V = G_B R_B T$$

или

$$(p_K - p'_T) V = G_B R_B T. \quad (240)$$

Характеристическое уравнение для массы паров топлива

$$p'_T V = G_T R_T V. \quad (241)$$

Поделив почленно правые и левые части уравнений (240) и (241), получим

$$\frac{p_K - p'_T}{p'_T} = \frac{G_B R_B}{G_T R_T},$$

но

$$\frac{G_B}{G_T} = \alpha l_0; \quad \frac{R_B}{R_T} = \frac{\mu_T}{\mu_B} = \delta,$$

где μ_T и μ_B — соответственно молекулярные массы топлива и воздуха.

Таким образом:

$$\frac{p_K - p'_T}{p'_T} = \alpha l_0 \delta,$$

откуда

$$p'_T = \frac{p_K}{1 + \alpha l_0 \delta} \quad (242)$$

Определив по формуле (242) парциальное давление паров топлива по кривой упругости насыщенного пара (рис. 170) для данного топлива, находим температуру t_1 , соответствующую полученному давлению. При более низкой температуре (например, t_2), упругость насыщенных паров ниже и испарение будет протекать с меньшей интенсивностью. На рис. 171 приведены кривые упругости насыщенных паров некоторых топлив.

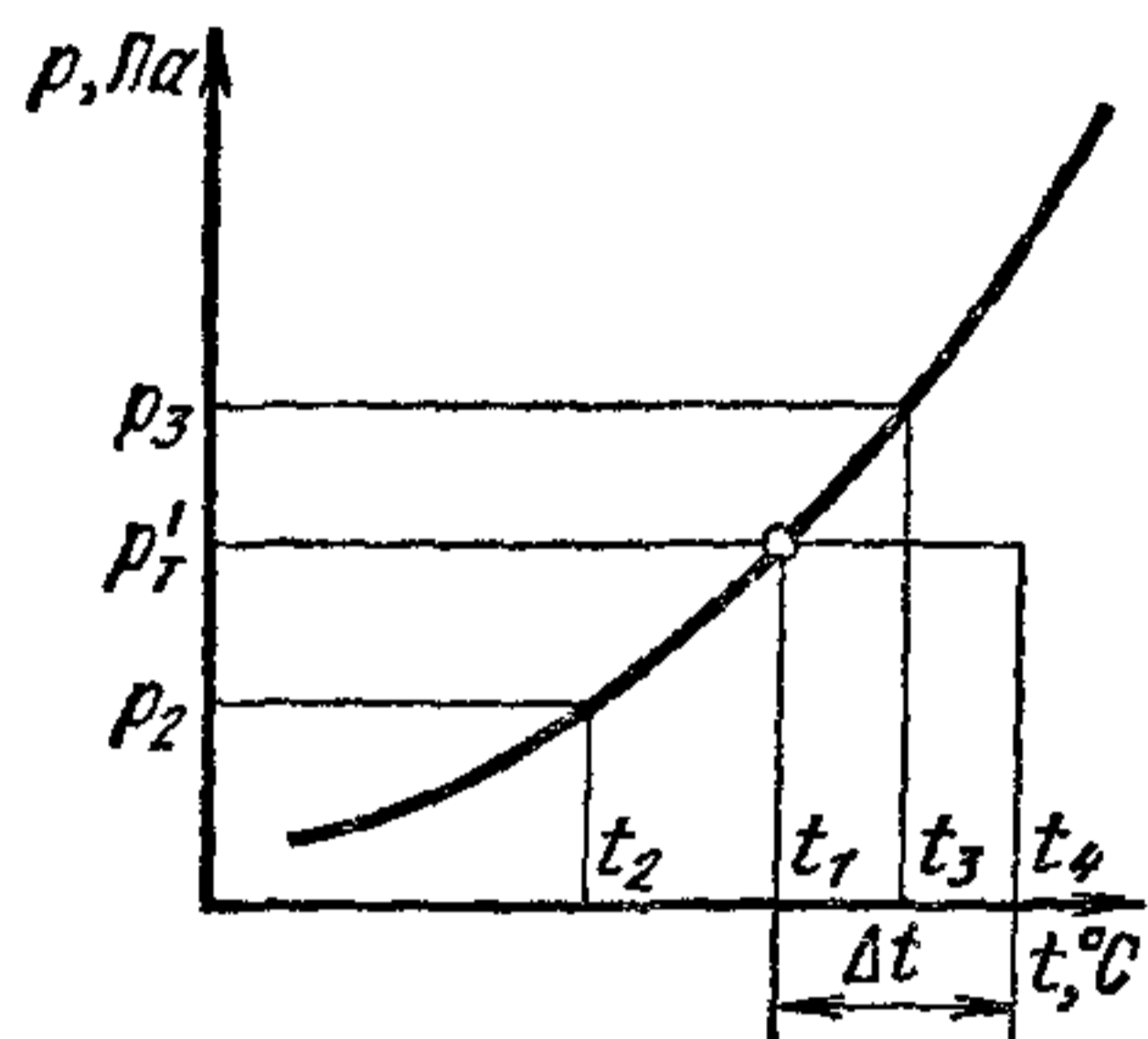


Рис. 170. Кривая упругости насыщенного пара

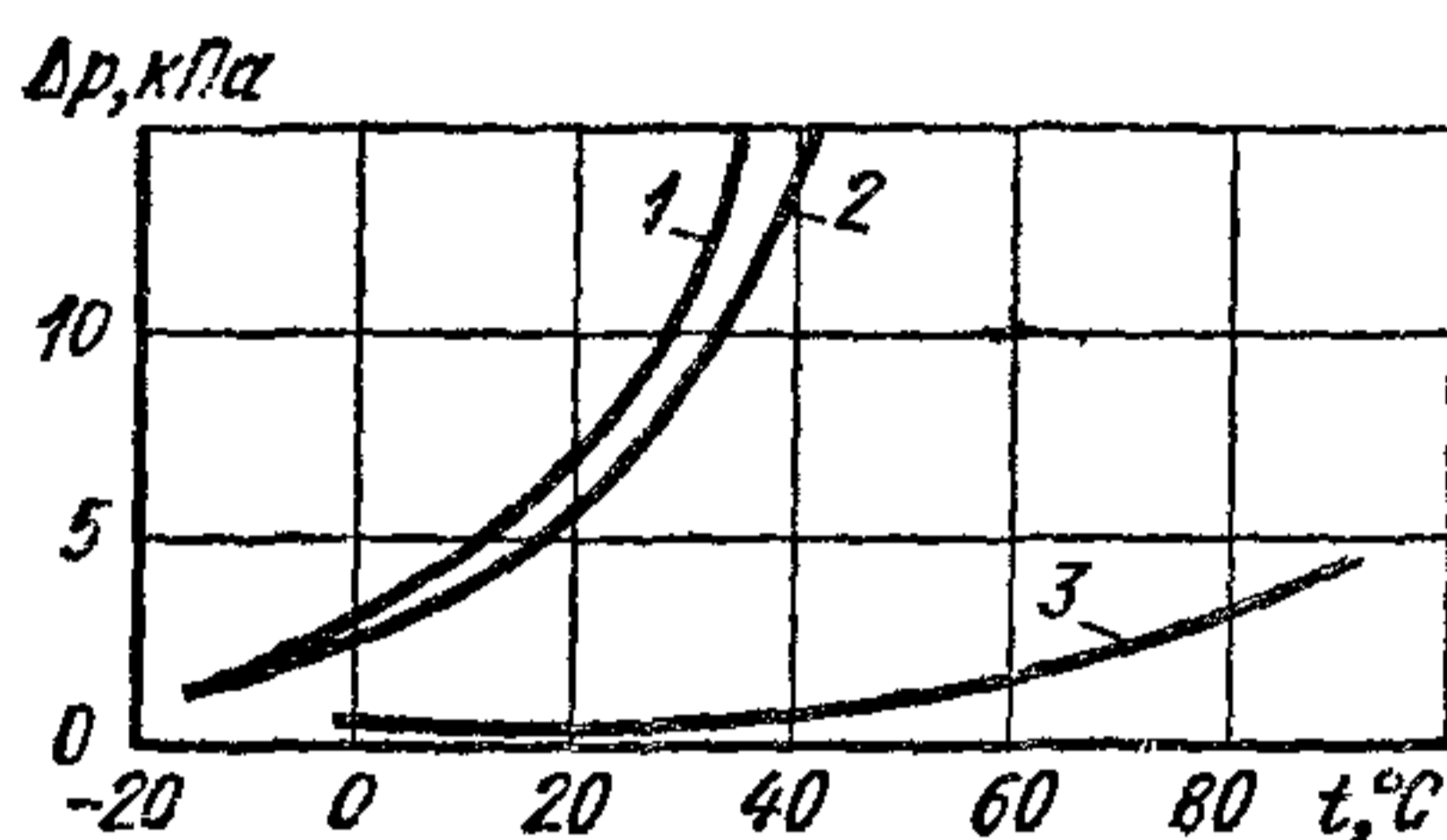


Рис. 171. Кривые упругости насыщенных паров некоторых топлив в зависимости от температуры:

1 — моторный бензол; 2 — бензол; 3 — керосин

При расчете следует учитывать понижение температуры топливовоздушной смеси на величину Δt из-за затраты теплоты на испарение топлива, подсчитываемой по выражению

$$t_{\min} = t_1 + \Delta t = t_4.$$

Это будет минимальная температура воздуха, гарантирующая полное испарение топлива.

22. Данные расчета минимальной температуры топливовоздушной смеси, обеспечивающей полное испарение топлива

Топливо	Теоретически необходимое количество воздуха	r , кДж/кг	c_T , кДж/кг	$\delta = \mu_T / \mu_B$	Параметры насыщенного пара		Δt , °C	t_{\min} , °C
					p , Па	t , °C		
Бензин	14,9	315	2,3	3,8	1693	-12	18,2	6,2
Керосин	14,7	320	2,3	5,2	1280	50	18,7	68,7
Бензол	13,5	385	1,97	2,8	2546	-6	24,8	18,8
Этиловый спирт	9,0	922	2,39	1,7	6030	22	80,6	102,6

В табл. 22 приведены данные расчета минимальной температуры смеси при полном испарении различных топлив при $x = 1$. Следует иметь в виду, что вычисленная таким путем минимальная температура топливовоздушной смеси, при которой топливо полностью испаряется, имеет условное значение, так как при этом не учитывается время, необходимое для испарения.

§ 11. Смесеобразование в двигателях с впрыском легкого топлива

Как уже отмечалось, на большинстве бензиновых двигателей в настоящее время топливо вводится во впускную систему с помощью карбюратора. Недостатки, свойственные карбюрации, могут быть сведены к минимуму при впрыске легкого топлива в цилиндры или во впускной трубопровод. В этом случае облегчается получение оптимальных показателей двигателя. При впрыске бензина не требуется устанавливать диффузоры во впускном тракте и поэтому гидравлическое сопротивление системы впуска значительно меньше, чем в случае применения карбюратора, что повышает наполнение цилиндров двигателя и его мощностные показатели. Этому же способствует отсутствие необходимости подогрева впускного тракта.

В двигателях с впрыском бензина достигается большая однородность состава смеси в отдельных цилиндрах, вследствие более точной дозировки топлива, подаваемого в каждый цилиндр. Имеется возможность использования топлив с несколько меньшим (на 2—3 единицы) октановым числом, а также более тяжелых топлив (благодаря принудительному распыливанию). При впрыске в цилиндры возможна организация двухтактного процесса без потерь топлива при продувке. К достоинствам впрыска топлива относится также независимость протекания процесса смесеобразования от положения двигателя, отсутствие обледенения впускной системы, более легкий и надежный пуск двигателя при низких температурах окружающей среды.

При впрыске топлива в результате более равномерного по сравнению с карбюраторным смесеобразованием распределения состава смеси по цилиндрам, уменьшается количество токсических компонентов в отработавших газах.

Одной из причин, ограничивающих широкое применение впрыска легкого топлива, является сложность регулирования его подачи в зависимости от режима работы двигателя.

Впрыск топлива обеспечивается двумя системами:

1) подачи топлива — в нее входят топливный насос, фильтры, редукционный клапан, форсунки, арматура;

2) регулирования подачи топлива, к которой относятся устройства (механические или электронные), определяющие количество впрыскиваемого топлива за цикл или при непрерывном впрыске в единицу времени. Сигналы датчиков частоты вращения коленчатого вала, разрежений в системе впуска, нагрузки, температурных

датчиков и других обрабатываются в миниатюрном компьютере, который определяет режим впрыска и управляет им.

Системы впрыска легкого топлива делят по способу подачи топлива (непрерывный впрыск и циклический); по месту подачи топлива (в цилиндры двигателя и во впускной трубопровод); по величине давления впрыска [низкое (до 400—500 кПа или высокое (1000—15000 кПа)]; по типу регулирования (механическое, электронное, смешанное).

§ 12. Особенности рабочих процессов карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах

Неустановившимся называется режим работы двигателя, сопровождающийся непрерывным изменением во времени нагрузки или частоты вращения коленчатого вала.

На неустановившихся режимах в отличие от установившихся непрерывно меняется тепловое состояние основных тепловоспринимающих поверхностей двигателя. Это наряду с изменением условий смесеобразования приводит к тому что мощностные, экономические и токсические показатели двигателя отличаются от соответствующих значений на установившихся режимах. Неустановившиеся режимы характеризуются повышенным износом двигателя.

Работа автомобильных двигателей в условиях эксплуатации протекает преимущественно на неустановившихся режимах.

Стандартные методы испытаний двигателей внутреннего сгорания (ГОСТ 14846—69) предусматривают проведение измерений на установившихся режимах. До настоящего времени критерии, оценивающие неустановившиеся режимы так же, как и методы испытаний на этих режимах, не стандартизированы.

Основой классификации неустановившихся режимов являются: 1) положение регулирующего органа (дроссельной заслонки карбюратора или рейки топливного насоса); 2) частота вращения коленчатого вала; 3) тепловое состояние двигателя.

Наиболее характерными режимами являются: 1) разгоны автомобиля при постоянном или изменяющемся положении органа, регулирующего подачу топлива; 2) замедление; 3) изменение нагрузки при постоянной или меняющейся частоте вращения коленчатого вала; 4) режимы принудительного холостого хода; 5) переходные процессы из одного режима к другому независимо от того, является ли исходный режим установившимся или неустановившимся.

Работа карбюраторного двигателя на неустановившихся режимах характеризуется рядом особенностей протекания рабочих процессов. Эти особенности являются следствием: 1) изменения характера смесеобразования; 2) тепловой инерции, приводящей к несоответствию теплового состояния двигателя данному режиму; 3) неравномерности распределения смеси по цилиндрам; 4) изменения наполнения цилиндров двигателя; 5) инерции движущихся масс двигателя; 6) изменения характера процессов сгорания.

На наиболее часто встречающемся в условиях эксплуатации неустановившемся режиме (разгоне автомобиля) горючая смесь, поступающая в цилиндры двигателя, обедняется. Основной причиной этого является интенсивное образование пленки на стенках смесителей камеры карбюратора и впускного трубопровода. Разгон автомобиля чаще всего является следствием открытия дроссельной заслонки, которое приводит к резкому нарастанию давления во впускном трубопроводе, что, в свою очередь, затрудняет испарение топлива. Пленка топлива, образовавшаяся на стенках смесительной камеры и трубопровода, в составе которой преимущественно имеются наиболее тяжелые фракции топлива, увлекаемая потоком воздуха, движется по стенкам впускного трубопровода со скоростями, на 1—2 порядка меньшими, чем пары топлива и воздух. Поэтому осевшее на стенки топливо не следует непосредственно за потоком разгоняющейся смеси, а в зависимости от конструкции впускного тракта и интенсивности разгона, частично испаряясь и частично в жидкой фазе, поступает в цилиндры двигателя с запаздыванием по времени.

На рис. 172 показано изменение коэффициента избытка воздуха α в отдельных цилиндрах двигателя ЗИЛ-130 в процессе разгона автомобиля, подсчитанное по данным анализа газовых проб, отобранных стробоскопически из выпускных патрубков каждого цилиндра.

После обеднения смеси в начале разгона наступает некоторое ее обогащение. Графики (см. рис. 172) показывают значительную неравномерность распределения смеси по цилиндрам, которая по характеру близка к распределению на установившихся режимах. Но по абсолютным значениям, она, как правило, превосходит неравномерность на установившихся режимах.

Вследствие тепловой инерции при тех же положениях дроссельной заслонки карбюратора и частоте вращения коленчатого вала, какие могут быть и при установившемся режиме, основные теплопринимающие поверхности имеют более низкую температуру. Тепловая инерция влияет на характер смесеобразования, а следовательно, и на протекание рабочих процессов. Понижение температуры приводит к некоторому увеличению наполнения, но ухудшает условия смесеобразования.

Оценку влияния неустановившихся режимов на показатели двигателя в сравнении с их значениями на установившихся режимах проведем по скоростным характеристикам.

На рис. 173, по данным обработки осциллограмм, снятых с двигателя на стенде при имитации разгона автомобиля, сравниваются мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ-130 при разгоне на второй передаче и на установившихся режимах. По сравнению с работой двигателя на установившихся режимах уменьшение мощности в диапазоне $n = 1680 \div 2800$ об/мин составляет 10 — 14%, а увеличение удельного расхода топлива 17 — 28%.

Мощность и топливная экономичность уменьшаются в большей степени при возрастании интенсивности разгона. На рис. 174 показано изменение ряда показателей рабочих процессов двигателя ЗИЛ-130 при разгоне автомобиля на третьей передаче.

Косвенной оценкой качества протекания процесса сгорания является показатель степени неравномерности последовательных циклов δ , который определяется по формуле

$$\delta = \frac{P_{z \max} - P_{z \min}}{P_{z \text{ ср}}},$$

где $P_{z \max}$ и $P_{z \min}$ — максимальное и минимальное давления в ряде последовательных интервалов времени на участке снятия индикаторной диаграммы.

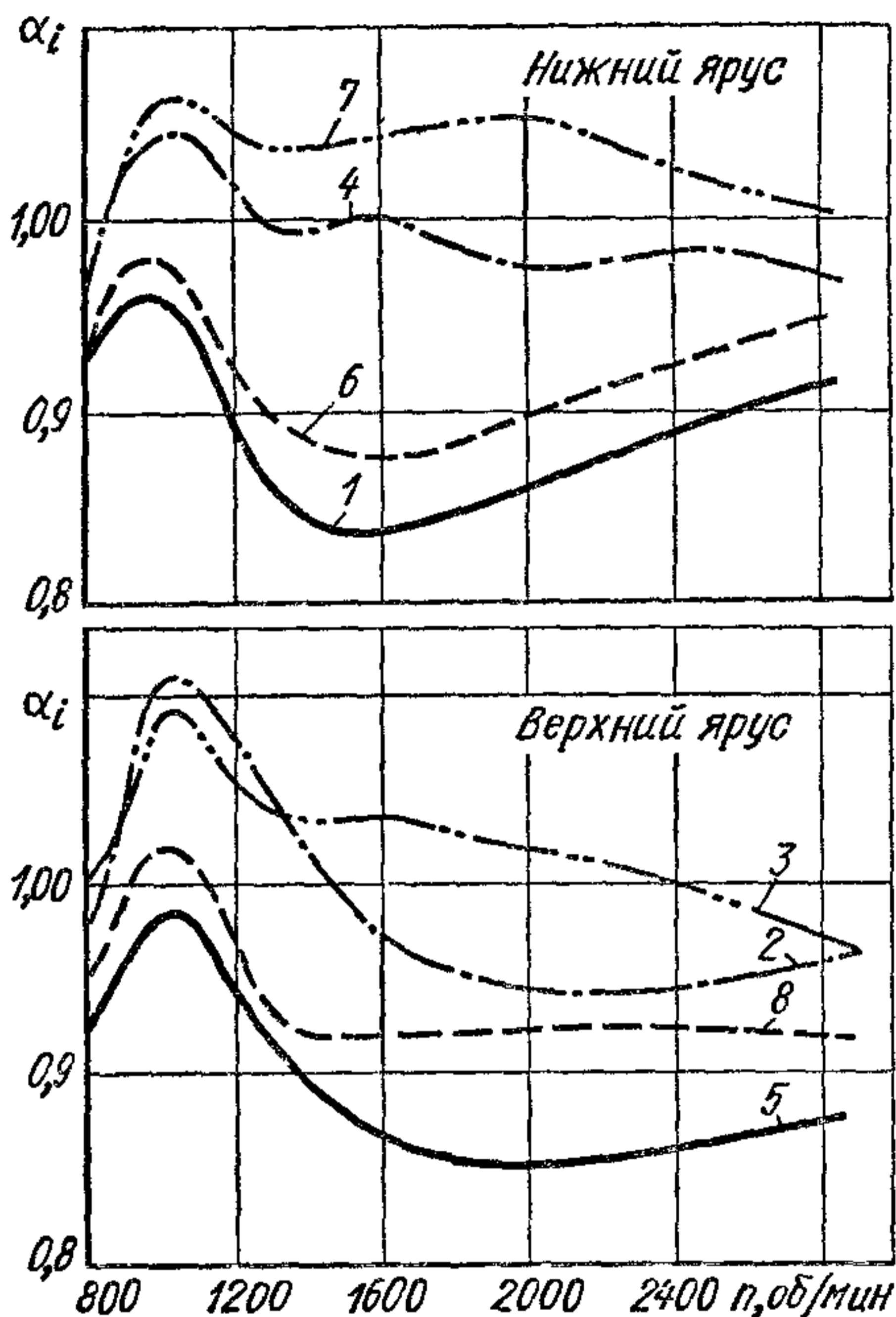


Рис. 172. Изменение коэффициента α в отдельных цилиндрах двигателя ЗИЛ-130 при разгоне автомобиля: цифры у кривых — номера цилиндров; $n_{\text{исх}} = 750$ об/мин

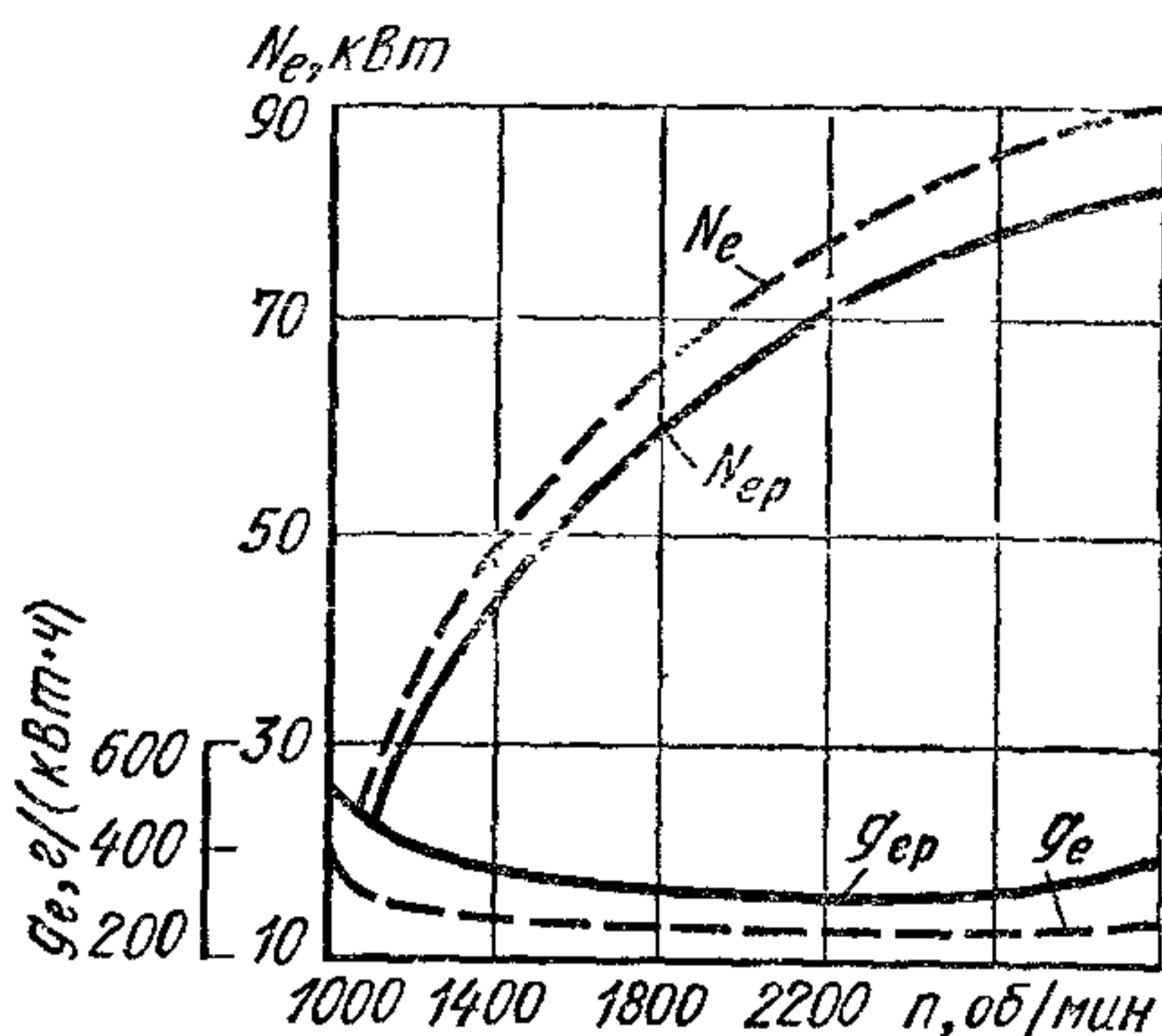


Рис. 173. Сравнение мощностных и экономических показателей двигателя ЗИЛ-130 при разгоне автомобиля на второй передаче:

N_e — мощность с учетом затрат энергии на разгон движущихся частей двигателя; N_{ep} — эффективная мощность при разгоне

Одинаковые значения углов опережения зажигания φ_z на установившемся и неустановившемся режимах является одной из причин изменения характера рабочих процессов и их показателей, так как в связи с изменением по сравнению с установившимся режимами состава смеси требуется менять и оптимальные углы опережения зажигания.

Суммарный угол задержки и видимого сгорания при установившемся режиме по сравнению с неустановившимся возрастает, что свидетельствует об ухудшении процесса сгорания.

При равных углах опережения зажигания φ_z увеличение $\theta_{\text{в}}$ означает сдвиг давления p_z вправо по фазе в сторону линии расширения. Одновременно снижаются и абсолютные значения p_z .

В условиях эксплуатации автомобиль часто работает на режиме принудительного холостого хода, при которой производят торможение

ние автомобиля двигателем и резко сбрасывают нагрузку прикрытием дроссельной заслонки, что сопровождается снижением частоты вращения коленчатого вала. При принудительном холостом ходе частота вращения коленчатого вала больше той частоты, которую мог бы развить двигатель при работе на режиме холостого хода при данном положении дроссельной заслонки карбюратора.

Наиболее часто режим принудительного холостого хода протекает, когда дроссельная заслонка прикрыта до упора и расход воздуха через впускной тракт постоянен, так как перепад давления за дроссельной заслонкой и перед ней больше критического,

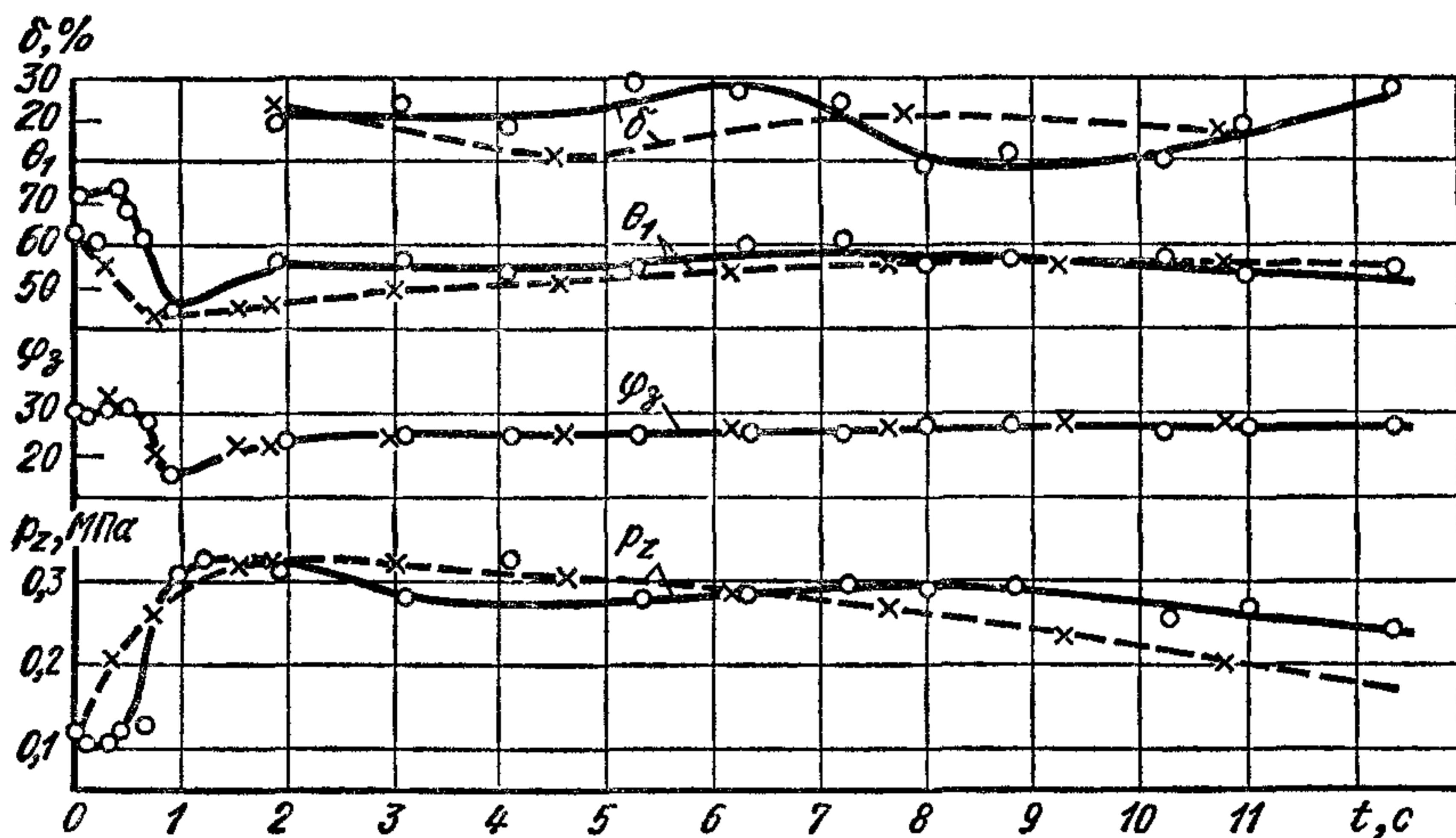


Рис. 174. Изменение основных показателей рабочего процесса двигателя ЗИЛ-130 при разгоне автомобиля на третьей передаче:

—○—○— разгон,
—×—×— установившийся режим

следствием чего является постоянный расход топлива через систему холостого хода, не зависящий от частоты вращения вала.

В переходных процессах, например при переходе от нагрузочного режима к режиму принудительного холостого хода, особенности рабочих процессов двигателя определяются количеством топлива, образовавшего пленку во впускном трубопроводе к началу переходного процесса. Чем больше топливной пленки остается от предшествующего принудительному холостому ходу нагрузочного режима, тем при больших открытиях дроссельной заслонки при переходе к активной работе двигателя возобновляется процесс сгорания. Это объясняется тем, что воздух, поступающий в карбюратор в возрастающем количестве, позже обедняет смесь до состава, при котором коэффициент α будет находиться в пределах воспламеняемости.

При переключении передач коленчатый вал отсоединяют от трансмиссии выключением сцепления, и частота вращения снижается.

Вследствие резкого сокращения расхода воздуха через карбюратор в результате быстрого прикрытия дроссельной заслонки поступающая в цилиндры смесь обогащается и может оказаться за пределами воспламеняемости.

Выброс токсических компонентов с отработавшими газами на единицу пути пробега автомобиля на неустановившихся режимах по сравнению с установившимися значительно больше. Поэтому в стандартные оценочные циклы, предназначенные для определения токсичности продуктов сгорания, наряду с работой двигателя на холостом ходу и установившихся режимах включены режимы как с положительным ускорением (разгон), так и с отрицательным (принудительный холостой ход).

ТОПЛИВОПОДАЮЩАЯ АППАРАТУРА БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Подача топлива в цилиндр дизеля, последующее распыливание и частичное распределение по объему камеры сгорания производятся топливоподающей аппаратурой, устанавливаемой на двигателе. Поэтому мощностные и экономические показатели новых и эксплуатируемых дизелей в значительной степени зависят от качества работы системы питания.

§ 1. Требования к топливоподающей аппаратуре и основные типы систем питания дизелей

Топливоподающая аппаратура должна обеспечивать эффективное протекание рабочего процесса в цилиндре и получение характеристик, отвечающих условиям работы дизеля на автомобиле.

Топливоподающей аппаратурой должны обеспечиваться следующие требования:

1) дозирование порции топлива в соответствии с нагрузочным и скоростным режимами;

2) требуемое качество распыливания и необходимое распределение топлива по камере сгорания;

3) получение оптимальных характеристик и фаз впрыска на всех скоростных и нагрузочных режимах;

4) идентичная подача топлива во всех циклах и во все цилиндры двигателя;

5) длительность работы без изменения начальных регулировок и заметных износов;

6) соответствие общим конструктивным и эксплуатационным требованиям, предъявляемым к отдельным узлам и механизмам двигателя (наименьшие масса, габаритные размеры и стоимость изготовления, а также удобство обслуживания, регулировки и ремонта).

На автотракторных дизелях в основном используют топливоподающую аппаратуру двух типов:

1) разделенного — насос высокого давления и форсунки конструктивно выполнены отдельно;

2) неразделенного — насос и форсунка объединены в одном узле (насос-форсунка).

Топливоподающая аппаратура обоих типов может быть разделена в зависимости от метода дозирования топлива на аппаратуру:

1) с дозированием отсечкой, где цикловая подача изменяется плунжерной парой; 2) с дросселированием на впуске, когда количество топлива, поступающего в пространство над плунжером, а следовательно, и цикловая подача меняются дросселирующим устройством.

Топливоподающую аппаратуру других видов на автотракторных дизелях применяют реже, и поэтому она не рассматривается.

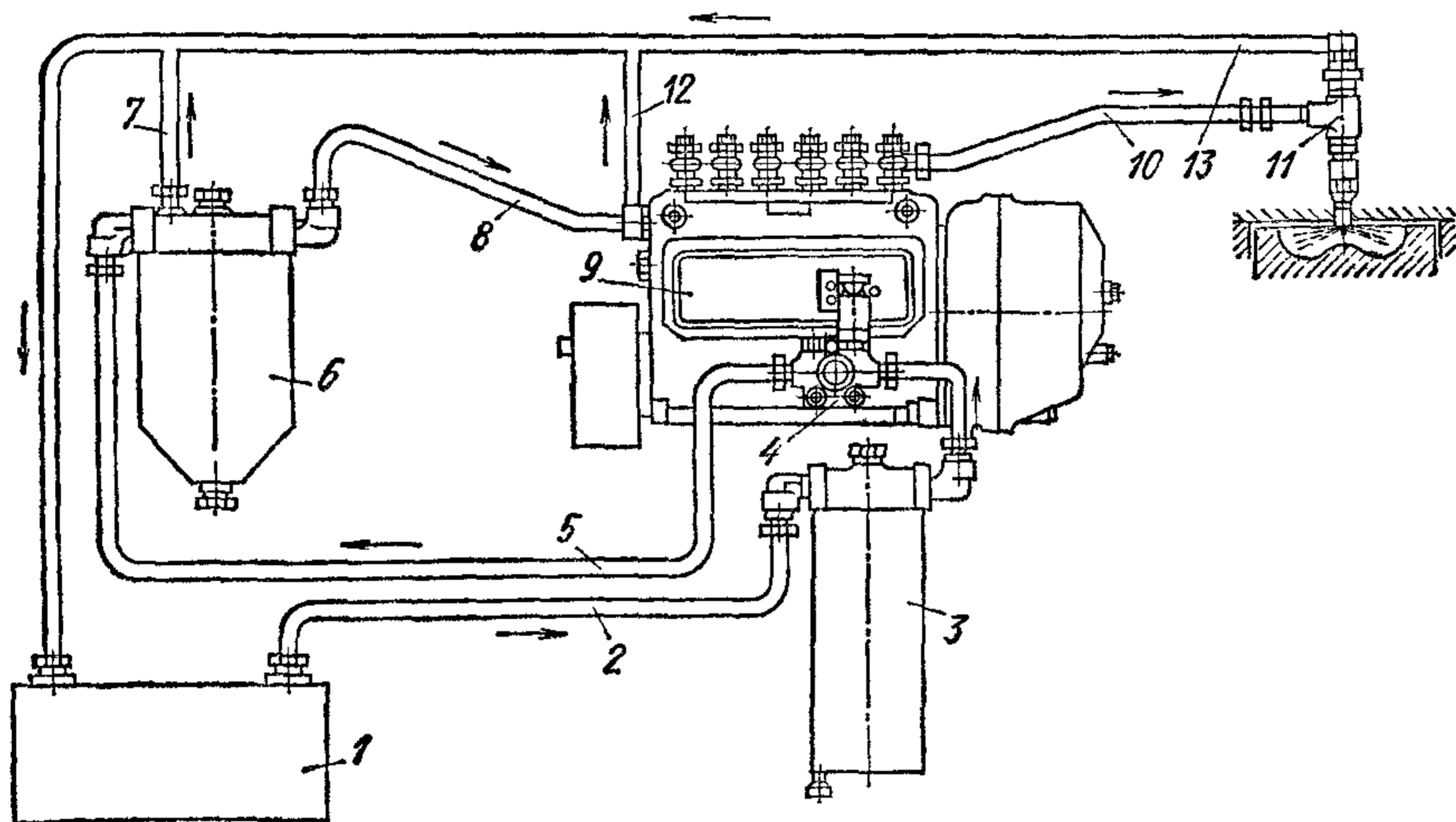


Рис 175 Общая система питания четырехтактного дизеля ЯМЗ-236:

1 — топливный бак; 2, 5, 7, 8, 12 и 13 — топливопроводы низкого давления; 3 — фильтр грубой очистки топлива; 4 — топливоподкачивающий насос; 6 — фильтр тонкой очистки; 9 — насос высокого давления; 10 — нагнетательный топливопровод; 11 — форсунка

На рис. 175 показана схема системы питания четырехтактного дизеля ЯМЗ-236. На этом дизеле установлена топливоподающая аппаратура разделенного типа с изменением цикловой подачи отсечкой.

Основное отличие системы питания двухтактных дизелей ЯМЗ от системы, показанной на рис. 175, состоит в том, что насос и форсунка объединены в одном агрегате и поэтому отсутствует топливопровод высокого давления. Кроме того, насос-форсунка имеет клапано-сопловой распылитель (в системе питания дизеля ЯМЗ-236 используется форсунка с закрытым бесштифтовым многодырчатым распылителем) и нет перепуска топлива в бак из фильтра тонкой очистки.

§ 2. Процесс впрыска топлива и параметры, характеризующие этот процесс

Рассмотрим процесс впрыска топлива топливоподающей системой разделенного типа, воспользовавшись схемой, данной на рис. 176. Плунжер 1, перемещаясь во втулке 3 в направлении, показанном

стрелкой, вытесняет топливо из объема V_H во втулке через впускное окно 2 в подводный канал. Одновременно по мере закрытия впускного окна в объеме V_H начинает увеличиваться давление p_H . Когда это давление станет больше усилий, создаваемых предварительной затяжкой пружины 5 клапана и остаточным давлением $p_{то}$ в линии нагнетания, нагнетательный клапан 4 начинает перемещаться. При движении клапана 4 увеличивается давление p'_H в объеме V'_H штуцера насоса, во входном конце нагнетательного топливопровода 6 возникает волна давления. Волна давления, двигаясь по нагнетательному топливопроводу со скоростью, равной скорости

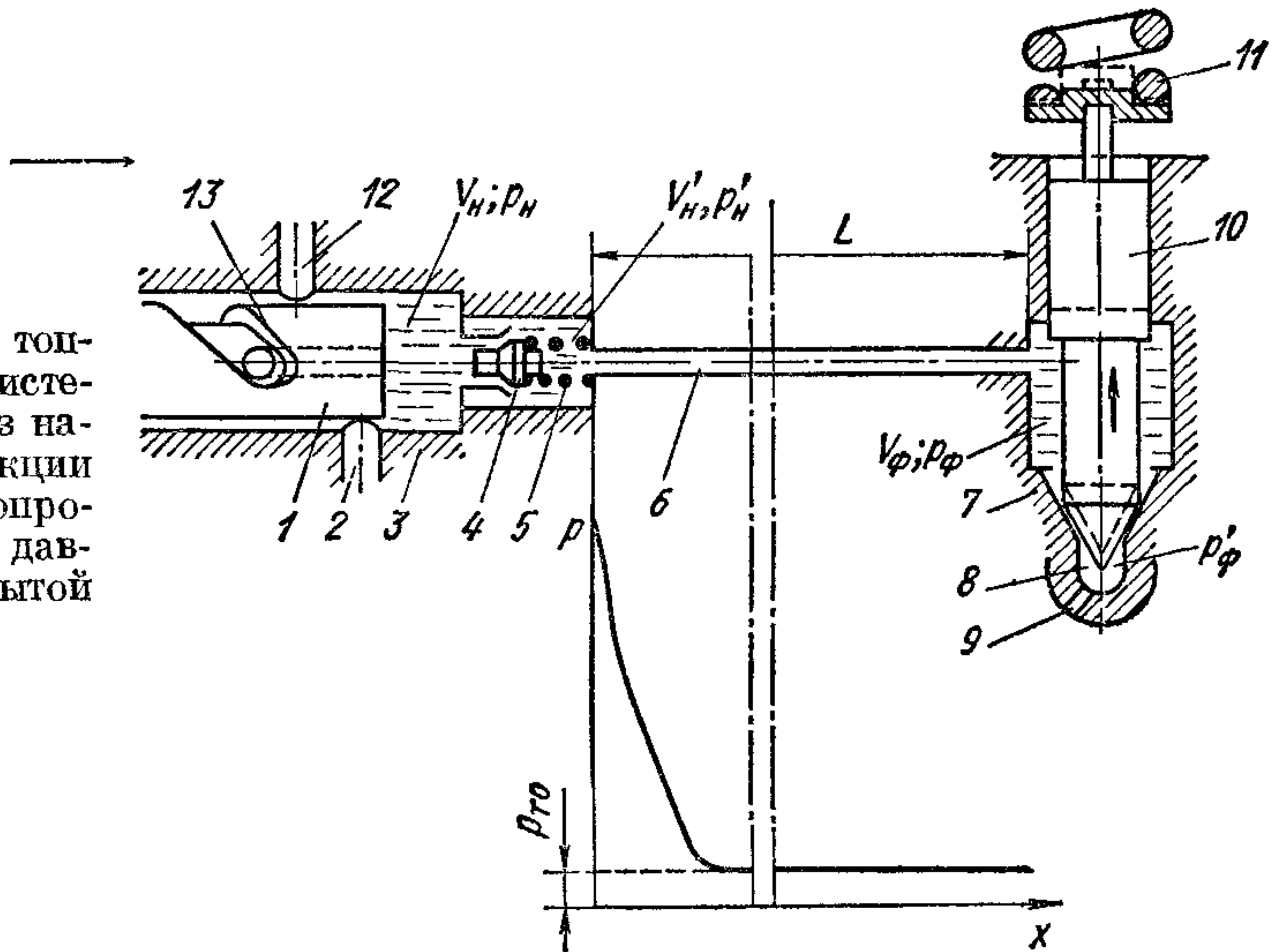


Рис. 176. Схема топливоподающей системы, состоящей из нагнетательной секции насоса, топливопровода высокого давления и закрытой форсунки

распространения возмущений в топливе, a ($1200 \div 1400$ м/с) проходит расстояние L от штуцера насоса до корпуса 7 распылителя форсунки за время

$$\Delta\tau_{зап} = L/a. \quad (243)$$

Угол поворота коленчатого вала, ($^\circ$) соответствующий этому времени,

$$\Delta\varphi_{зап} = 6n \Delta\tau_{зап}.$$

При подходе волны давления к форсунке в объеме V_f увеличится давление p_f , под действием которого начинает подниматься игла 10, преодолев усилие предварительной затяжки пружины 11. При движении иглы от седла в направлении, показанном сплошной стрелкой, между запорным конусом иглы и седлом образуется щель, через которую топливо поступает в центральный канал 8 в распылителе и далее через распыливающие отверстия 9 в камеру сгорания дизеля.

Перепад давления $p_{вп} = p'_ф - p_{ц}$ (где $p_{ц}$ — давление газа в цилиндре), под действием которого топливо подается из форсунки,

называют *давлением впрыска* или *распыливания*. Впрыск заканчивается после того, как плунжер отсечной кромкой 13 откроет окно 12 во втулке, в результате чего снизятся давления p_{ϕ} и p'_{ϕ} в распылителе. Усилие пружины форсунки станет больше давления топлива, и игла опустится на седло.

При достижении волны давления форсунки возникает обратная волна давления, движущаяся от форсунки к насосу. У штуцера насоса обратная волна также частично отразится и возникает вторая прямая волна подачи. Она суммируется с волной, создаваемой плунжером, если подача топлива нагнетательной секцией еще не прекратилась. В случае, когда к моменту прихода отраженной волны произошла отсечка и нагнетательный клапан опустился на седло, вторая прямая волна будет двигаться к форсунке в виде второй волны подачи. Достигнув форсунки, она может вторично открыть иглу и произойдет дополнительный впрыск топлива, если амплитуда волны давления будет достаточной для преодоления усилия пружины.

Прямые и отраженные волны давления в нагнетательной магистрали постепенно затухают из-за необратимых потерь энергии на трение о стенки топливопровода, трение в жидкости и других и к началу следующего впрыска практически прекращаются. В полости нагнетания, которая включает объемы штуцера насоса, нагнетательного топливопровода и распылителя, устанавливается давление $p_{то}$, называемое остаточным.

Давление впрыска и проходные (дросселирующие) сечения в распылителе изменяются в процессе подачи, в результате меняются также скорости истечения топлива из распыливающих отверстий и его подача.

Протекание процесса впрыска обычно характеризуется следующими параметрами: началом и продолжительностью подачи, изменениями давления распыливания и количества топлива, поступающего из распылителя во времени или по углу поворота кулачкового вала топливного насоса. Наиболее общей является последняя зависимость, которую можно представить в виде дифференциальной или интегральной характеристик впрыска.

Дифференциальная характеристика впрыска — зависимость объемного или массового расхода топлива, подаваемого из распылителя форсунки, от времени или угла поворота кулачкового вала φ_k топливного насоса высокого давления:

$$Q_{\phi} = dV_{впр}/d\tau = f(\tau),$$

где $dV_{впр}/d\tau$ — объемная скорость подачи топлива из распылителя форсунки ($V_{впр}$ — объем топлива, поданного от начала впрыска).

Заменяя время на угол поворота кулачкового вала, получим

$$dV_{впр}/d\varphi_k = f_1(\varphi_k).$$

Дифференциальная характеристика показана на рис. 177 (кривая 1). Продолжительность впрыска $\varphi_{п\ впр} = \varphi_{кп} - \varphi_{нп}$, где $\varphi_{нп}$ и $\varphi_{кп}$ — моменты начала и конца подачи топлива.

Интегральная характеристика впрыска (кривая 2) определяет количество топлива, поступившее из распылителя форсунки от начала подачи $\tau_{\text{нп}}$ до любого ее момента:

$$V_{\text{впр}} = \int_{\tau_{\text{нп}}}^{\tau} f(\tau) d\tau = \int_{\varphi_{\text{нп}}}^{\varphi_{\text{к}}} f_1(\varphi_{\text{к}}) d\varphi_{\text{к}}. \quad (244)$$

Графически величина $V_{\text{впр}}$ представляет собой заштрихованную площадь под кривой дифференциальной характеристики впрыска (см. рис. 177).

Проинтегрировав выражение (244) от начала до конца подачи ($\varphi_{\text{к}} = \varphi_{\text{кп}}$), определим количество топлива, поданное за один впрыск ($V_{\text{пр}} = V_{\text{ц}}$), которое называют *цикловой подачей*. Величина $V_{\text{ц}}$ определяется нагрузочным и скоростным режимами работы дизеля и измеряется в единицах объема. Зная плотность топлива $\rho_{\text{т}}$, можно найти массовое количество топлива, поданное за один впрыск,

$$G_{\text{ц}} = \rho_{\text{т}} V_{\text{ц}}. \quad (245)$$

Интегральные характеристики впрыска могут использоваться в безразмерном виде (см. рис. 65). В этом случае значения параметров, откладываемые по оси ординат, делят на величину цикловой подачи топлива.

Отсутствие метода расчета, связывающего процессы подачи топлива, смесеобразования и сгорания в дизеле, и сложность экспериментального варьирования параметрами впрыска не позволяют определить оптимальный вид характеристик впрыска даже для одного типа камеры сгорания. Однако накопленный материал делает возможным сформулировать следующие общие требования для выбора характеристик впрыска.

1. В начале впрыска скорость подачи топлива в цилиндр не должна быть слишком большой, тогда за время задержки воспламенения в камере сгорания не будет накапливаться и испаряться много топлива и интенсивность нарастания давления в процессе сгорания будет меньше. В то же время при слишком малых скоростях подачи топливо плохо распыливается, что увеличивает задержку воспламенения.

2. Желательно, чтобы основная масса топлива подавалась с возрастающей скоростью, так как при этом после начала сгорания улучшается использование воздуха в дизеле, так как капли имеют большую скорость и могут достигать удаленных зон камеры.

3. Впрыск должен кончатся резко. Подтекание топлива в конце подачи крайне нежелательно. Крупные капли, образующиеся при вялом окончании впрыска, обладая небольшой кинетической энергией, остаются вблизи сопла в зонах с малым содержанием

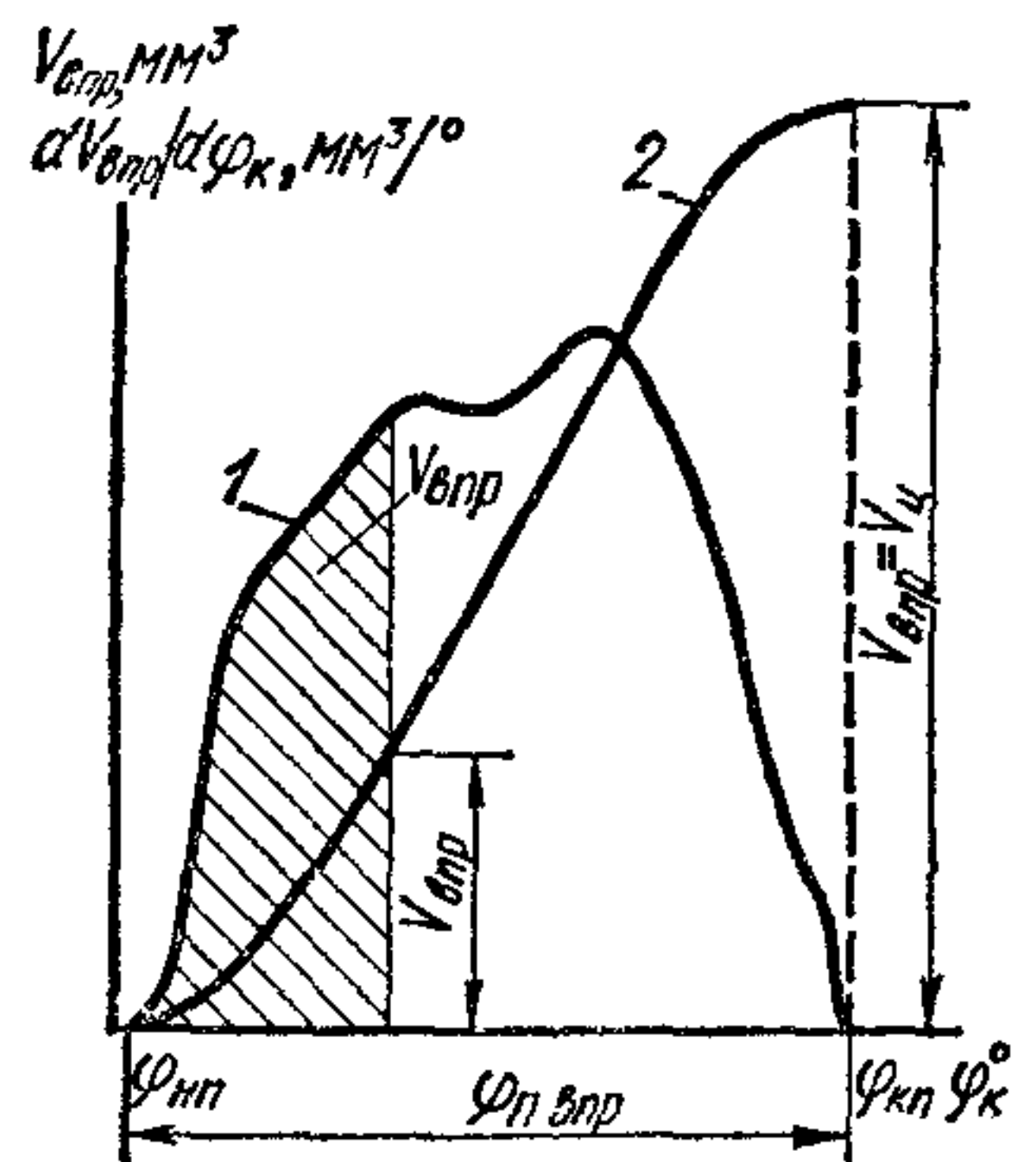


Рис. 177. Дифференциальная и интегральная характеристики впрыска

кислорода. Быстрое сгорание таких капель затруднено и может протекать с образованием частиц углерода, которые затем выбрасываются в процессе выпуска в атмосферу, загрязняя окружающую среду.

По этим же причинам должны отсутствовать дополнительные впрыски топлива (подвпрыски) после окончания основной подачи.

4. Продолжительность впрыска при полной подаче должна быть не более $35-45^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

Наиболее типичные виды характеристик впрыска показаны на рис. 178. Протекание кривой (178, а) соответствует слишком

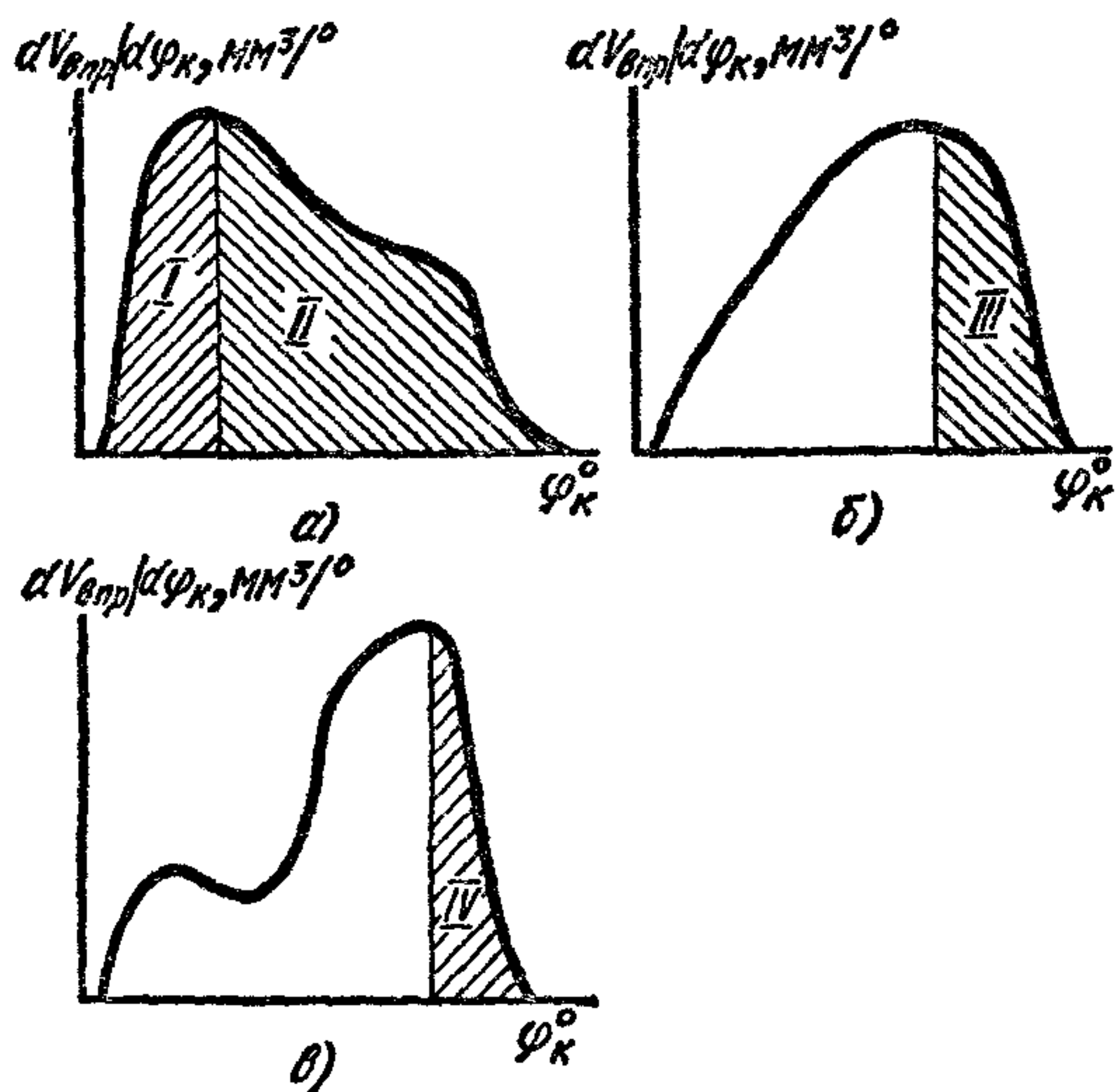


Рис. 178. Характеристики впрыска различных типов

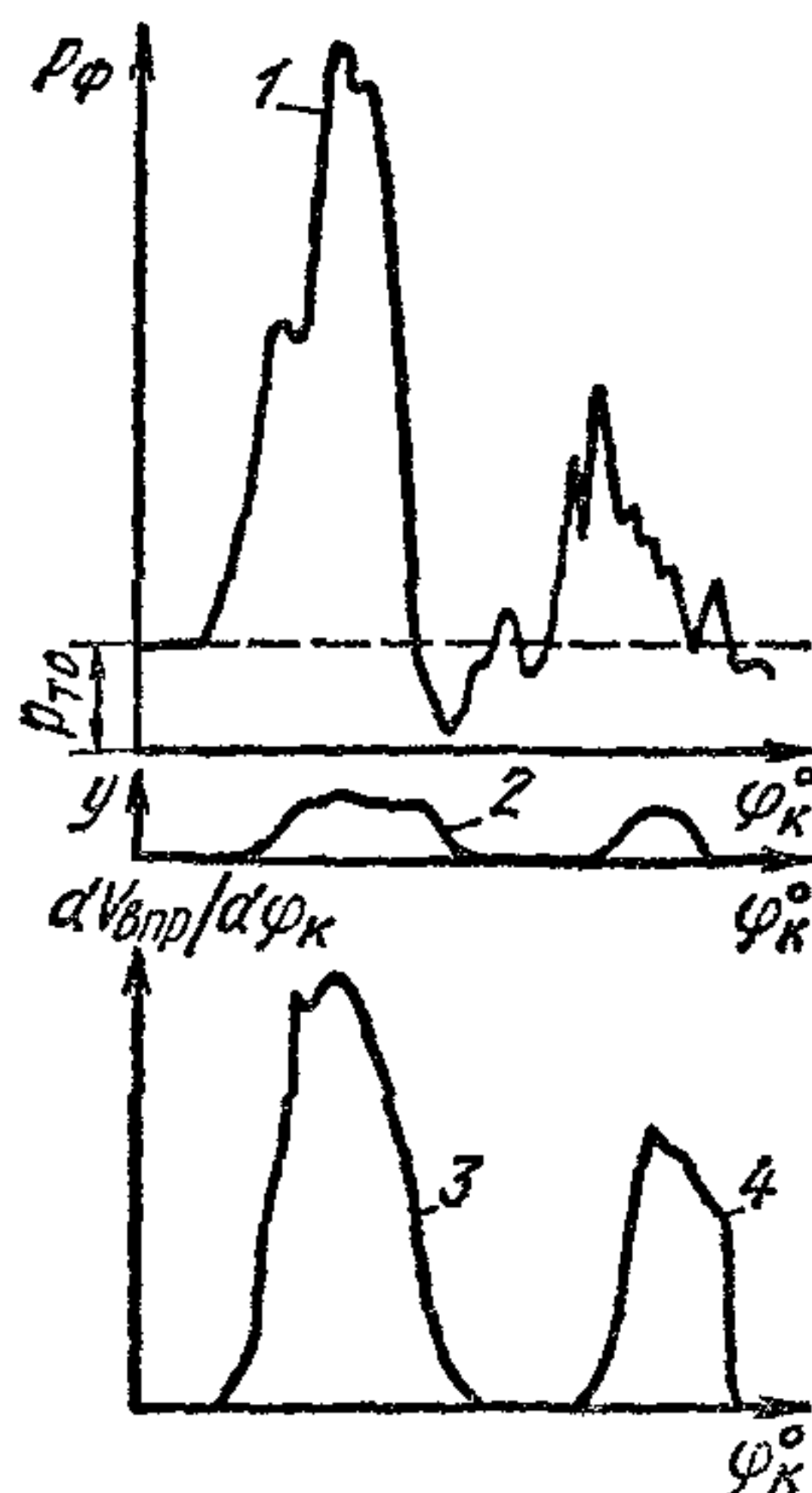


Рис. 179. Характеристика впрыска при наличии дополнительного впрыска топлива

интенсивной подаче в начале впрыска, и растянутому концу подачи. Кроме того, сопоставляя заштрихованные площади I и II, видим, что при такой характеристике впрыска велико количество топлива, подаваемое с убывающей скоростью (площадь II). Следовательно, использование топливоподающей аппаратуры с такой характеристикой впрыска на дизеле нецелесообразно. Более благоприятные характеристики впрыска показаны на рис. 178, б и в. В этом случае скорость подачи топлива нарастает постепенно и сравнительно небольшая масса топлива подается с уменьшающимися скоростями (заштрихованные площади III и IV).

Характеристики при наличии основного и дополнительного впрысков топлива показаны на рис. 179. Кривая 3 характеризует основной впрыск, а кривая 4 — дополнительный. Осциллограммы давления p_ϕ (кривая 1) и хода иглы (кривая 2) показывают, что дополнительный впрыск вызывается высокой амплитудой второй волны давления, которая от насоса приходит к форсунке.

§ 3. Факторы, влияющие на протекание процесса впрыска топлива

На протекание процесса впрыска в основном влияют конструктивные особенности нагнетательной секции топливного насоса высокого давления, топливопровода и форсунки, а также физические параметры топлива и режимы работы топливоподающей системы.

Топливные насосы высокого давления. Топливный насос высокого давления является наиболее сложным элементом системы питания дизеля. Он дозирует топливо в соответствии с рабочим режимом двигателя, подает топливо к форсунке и обеспечивает в совокупности с другими элементами системы требуемое протекание процесса впрыска.

Топливные насосы, у которых каждая нагнетательная секция подает топливо только в один цилиндр двигателя и, следовательно, число секций равно числу цилиндров, называют многосекционным. Другим типом топливных насосов являются одно- или двух-плунжерные распределительные насосы, у которых одна секция подает топливо в несколько цилиндров двигателя (до шести цилиндров).

Топливные насосы, как было указано, отличаются также способами дозирования (изменения цикловой подачи).

Из рассмотрения работы нагнетательной секции насоса (см. рис. 176), следует, что заполнение топливом объема V_n во втулке в основном происходит через впускное окно 2. Через него топливо частично вытесняется обратно при движении плунжера. Часть топлива перепускается при отсечке через окно 12. Открытием и закрытием окон 2 и 12 управляет плунжер. Плунжер подает также часть топлива к форсунке.

Моменты полного перекрытия торцевой кромкой плунжера впускного отверстия 2 и начала открытия отсечной кромкой 13 отверстия 12 называют соответственно геометрическими началом и концом подачи. Ход плунжера от геометрического начала до геометрического конца подачи называют активным. Объем, описываемый плунжером во время активного хода, представляет собой геометрическую подачу нагнетательной секции насоса

$$V_r = f_{пл} s_a, \quad (246)$$

где $f_{пл}$ — площадь; s_a — активный ход плунжера.

При бесконечно малом перемещении плунжера во втулке он описывает объем:

$$dV_{пл} = f_{пл} ds_{пл} = f_{пл} (ds_{пл}/d\tau) d\tau = f_{пл} c_{пл} d\tau, \quad (247)$$

где $V_{пл}$ — объем, описываемый плунжером; $s_{пл}$ и $c_{пл}$ — соответственно перемещение и скорость плунжера.

Поделив обе части уравнения (247) на $d\tau$, получим объемную скорость подачи топлива плунжером

$$Q_{пл} = dV_{пл}/d\tau = f_{пл} c_{пл}.$$

Перемещается плунжер при подаче топлива кулачком. Следовательно, скорость плунжера зависит от формы профиля и частоты вращения кулачка. Наиболее широко в топливных насосах автотракторных дизелей применяют два профиля кулачков: выпуклый и тангенциальный. При тангенциальном профиле повышается скорость движения плунжера по сравнению с выпуклым, что позволяет сократить геометрическую и действительную продолжительности подачи. На рис. 180 приведены кривые изменения хода $s_{пл}$ и скорости $c_{пл}$ плунжера топливного насоса для кулачков с тангенциальным и выпуклым профилями при одинаковой частоте вращения n_k . Там же указаны ход плунжера s_0 от начала движения

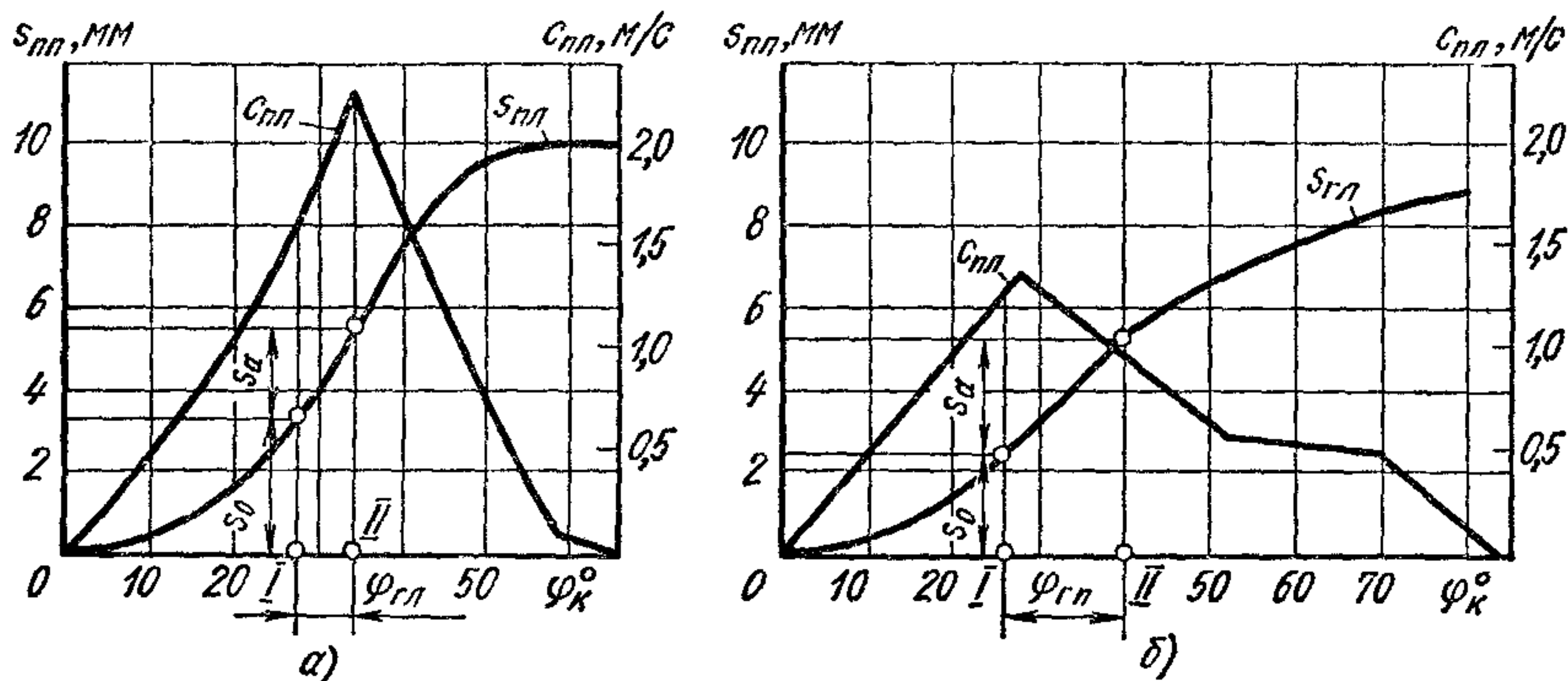


Рис. 180. Изменение пути $s_{пл}$ и скорости $c_{пл}$ плунжера и геометрические фазы впрыска при $n_k = 1000$ об/мин:

а — кулачок с тангенциальным профилем и плунжерная пара четырехтактных дизелей ЯМЗ; б — кулачок с выпуклым профилем и насос-форсунка АР-20А2

до закрытия отверстий во втулке и активный ход s_a . На оси абсцисс отмечены геометрические начало (точка I) и конец (точка II) подачи, а также общая геометрическая продолжительность подачи $\varphi_{гп}$.

Кривая изменения скорости плунжера по углу поворота кулачка в диапазоне от геометрического начала до конца подачи в определенном масштабе представляет собой геометрическую характеристику впрыска, определяемую нагнетательной секцией насоса. Интегрируя выражение (247) в пределах от начала до конца геометрической подачи, заменив при этом время на угол поворота кулачкового вала ($d\tau = d\varphi_k / 6n_k$), получим

$$V_F = \frac{f_{пл}}{6n_k} \int_{\varphi_{1п}}^{\varphi_{гп}} c_{пл} d\varphi_k, \quad (248)$$

где n_k — в об/мин.

Из правой части выражения (248) следует, что площадь под кривой $c_{пл} = f(\varphi_k)$ на участке $\varphi_{гп}$ прямо пропорциональна геометрической подаче насоса.

Действительные фазы подачи и форма волны давления у насоса отличаются от геометрических из-за влияния следующих факторов:

дросселирования в отверстиях втулки плунжера и нагнетательного клапана, сжимаемости топлива в объемах втулки над плунжером и штуцера насоса, утечек топлива через зазоры плунжерной пары, волны давления, отраженной от форсунки и подошедшей к штуцеру насоса, жесткости деталей нагнетательной секции и привода.

Ниже рассматривается влияние основных факторов на формирование волны давления у насоса.

Дросселирование возникает при перетекании топлива через отверстия малого сечения. В данном случае на участке хода плунжера s_0 топливо перетекает из объема V_H во втулке через впускное окно обратно в подводный канал. Проходное сечение окна по мере движения плунжера уменьшается, а объемная скорость подачи $Q_{пл}$ возрастает из-за увеличения $s_{пл}$. Это приводит к повышению давления p_H в объеме V_H . В результате еще до геометрического начала подачи может начать перемещаться нагнетательный клапан и повыситься давление в объеме V'_H штуцера насоса. Следовательно, прямая волна давления у насоса из-за дросселирования может возникнуть раньше геометрического начала подачи.

В конце подачи, в начале открытия отсечного окна, его площадь мала и давление p_H снижается до давления $p_{вс}$ постепенно, поэтому действительный конец подачи у насоса запаздывает по сравнению с геометрическим.

Увеличение площади и скорости движения плунжера, а следовательно, и частоты вращения кулачка приводит к усилению влияния дросселирования на протекание процесса подачи топлива. Растет влияние дросселирования и по мере уменьшения цикловой подачи, так как большее количество топлива из объема во втулке необходимо перепускать в каналы в корпусе насоса.

Сжимаемость топлива в объемах V_H и V'_H нагнетательной секции приводит на участке нарастания давлений p_H и p'_H к аккумуляции части топлива в этих объемах. В результате действительная объемная скорость подачи топлива насосом будет меньше геометрической. Если давления p_H и p'_H начинают снижаться, то топливо расширяется и увеличивается его подача по сравнению с геометрической. При отсечке это приводит к запаздыванию конца подачи и росту продолжительности впрыска. Влияние сжимаемости топлива проявляется тем в большей степени, чем выше скорость нарастания давления, величина давления в системе и больше сжимаемые объемы топлива. Давления в системе растут с увеличением объемной подачи плунжера, частоты вращения кулачкового вала насоса и цикловой подачи.

Для уменьшения *влияния утечек*, снижающих действительную скорость подачи плунжера по сравнению с геометрической, и улучшения равномерности подачи топлива по цилиндрам плунжерную пару изготавливают с высокой точностью. Зазор между плунжером и втулкой составляет 0,5—2 мкм.

В насосах многотопливных дизелей вводят смазку плунжерных пар или перепуск топлива, просочившегося в зазоры между плунжером и втулкой. Это необходимо для устранения попадания топлива

малой вязкости (бензина) в корпус насоса и нарушения смазки кулачков и толкателей.

Функции и работа нагнетательного клапана насоса. Нагнетательный клапан разъединяет объемы полости высокого давления (объем штуцера насоса $V'_н$, нагнетательного топливопровода $V_т$ и распылителя форсунки $V_ф$) от объема $V_н$ и полости низкого давления в промежутке между впрысками или при неработающем двигателе. Тем самым исключается обратное перетекание топлива при возвратном ходе плунжера и проникновение воздуха в полость высокого давления.

Нагнетательный клапан обеспечивает также получение идентичных условий в объемах $V'_н$, $V_т$ и $V_ф$ перед началом каждого впрыска топлива и существенно влияет на величину остаточного давления

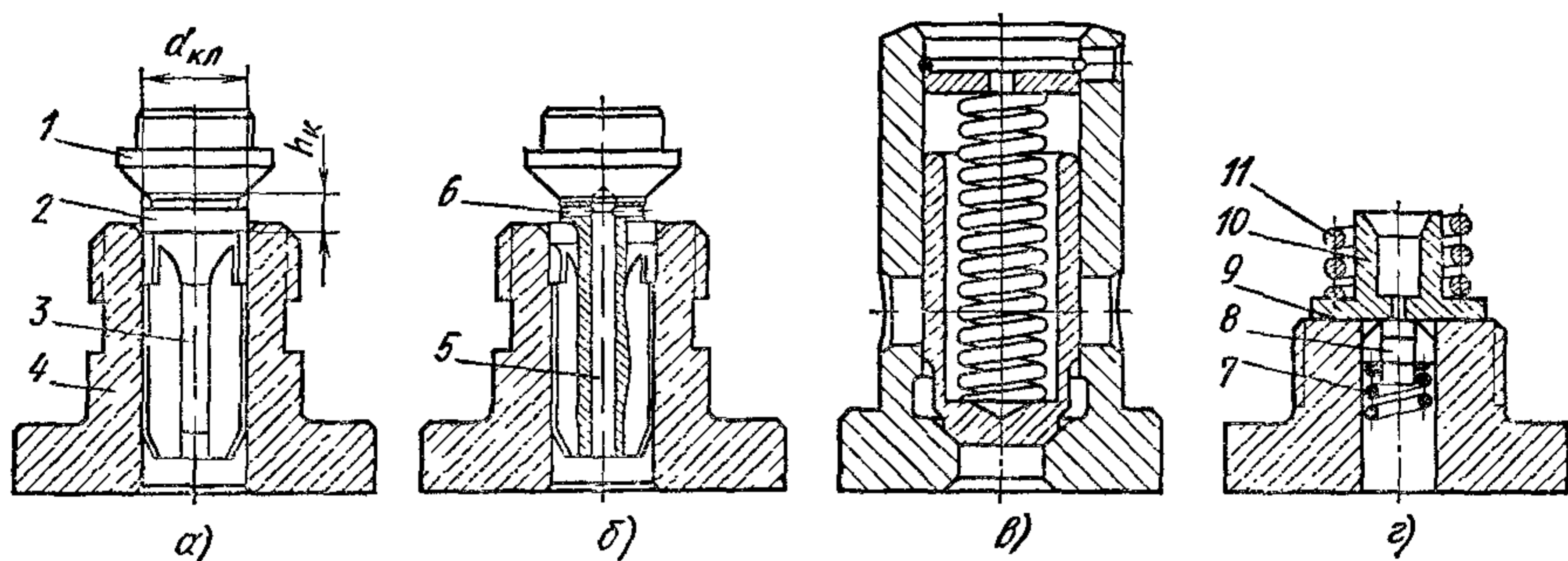


Рис. 181. Конструкции нагнетательных клапанов

$p_{т0}$ в этих объемах. С помощью нагнетательного клапана можно, как будет показано далее, корректировать скоростные характеристики подачи топлива.

На топливных насосах автотракторных дизелей наиболее широко применяют нагнетательный клапан грибового типа (рис. 181, а). В верхней части нагнетательный клапан имеет грибок 1 и разгрузочный пояс 2, а в нижней — хвостовик 3 с четырьмя канавками для прохода топлива. При движении клапана от седла 4 он занимает часть объема штуцера, увеличивая давление $p'_н$ и вытесняя топливо в нагнетательный топливопровод. После выхода разгрузочного пояса из отверстия седла при ходе нагнетания ($p_н - p'_н > 0$) топливо будет перетекать из объема во втулке $V_н$ в объем штуцера $V'_н$. При отсечке $p_н - p'_н < 0$ и топливо движется в обратном направлении, а клапан перемещается к седлу.

Цикловая подача $V_ц$ будет определяться алгебраической суммой количества топлива, поступившего из объема $V_н$ в $V'_н$ и перетекшего обратно через нагнетательный клапан за время его движения в процессе подачи топлива у насоса.

В конце впрыска при опускании нагнетательного клапана цилиндрический пояс 2 нижней кромкой входит в канал седла 4. С этого момента прекращается перетекание топлива между объемами $V_н$

и $V'_н$. По мере дальнейшего опускания нагнетательного клапана в штуцере насоса освобождается объем

$$V_p = f_{кл} h_k = \frac{\pi d_{кл}^2}{4} h_k,$$

где $f_{кл}$ — площадь поперечного сечения разгрузочного пояса клапана; h_k — ход клапана с момента вхождения нижней кромки разгрузочного пояса в канал до посадки клапана на седло (рис. 181, а).

Объем V_p называют разгрузочным. В результате освобождения объема в штуцере насоса давление $p'_н$ резко снижается. Это способствует более быстрому прекращению подачи топлива форсункой и устраняет возможный дополнительный впрыск топлива. При увеличении разгрузочного объема давление $p'_н$ снижается на большую величину и тем самым уменьшается остаточное давление $p_{то}$. В некоторых случаях, например при частичных подачах топливной системы дизелей ЯМЗ-236, остаточное давление снижается до давления, равного давлению упругости паров топлива, которое ничтожно мало, что приводит к нарушениям сплошности жидкости в рассматриваемых полостях линии нагнетания (объемах $V'_н$, V_T и V_ϕ). Образующиеся при этом свободные объемы заполняются парами и выделившимся из топлива воздухом.

На рис. 181, б показан клапан грибкового типа, имеющий центральное 5 и боковое 6 отверстия, через которые проходит топливо, минуя разгрузочный пояс. Функции отверстий может выполнить и зазор между боковыми поверхностями разгрузочного пояса и направляющего канала седла. Нагнетательные клапаны такого типа называют корректирующими.

Применяют также золотниковые нагнетательные клапаны (рис. 181, в) и двойные (рис. 181, г). Принцип работы золотникового клапана аналогичен грибковому. Двойной нагнетательный клапан состоит из плоского клапана 10, прижимаемого пружиной 11 к седлу 9, и дополнительного клапана 8 с пружиной 7. Двойной нагнетательный клапан не имеет разгрузочного объема. На ходе нагнетания топливо из объема $V'_н$ перетекает в объем $V'_н$ через кольцевую щель между клапаном 10 и седлом 9. При отсечке $p'_н > p_n$ клапан 10 садится на седло. Однако при большом перепаде давлений $p'_н - p_n$ открывается дополнительный клапан 8, сжимая пружину 7. Топливо начинает перетекать из объема $V'_н$ в объем V_n , и давление $p'_н$ снижается. Подбрав усилие предварительной затяжки пружины 7, можно получить необходимое остаточное давление $p_{то}$. Двойные нагнетательные клапаны используют в топливных насосах распределительного типа, устанавливаемых на некоторых тракторных дизелях.

Нагнетательный топливопровод. По нагнетательному топливопроводу импульс давления передается от насоса к форсунке. При этом потери энергии должны быть минимальными. Нагнетательный топливопровод должен также иметь незначительные деформации при прохождении волны давления и обладать высокой прочностью. Поэтому для рассматриваемых топливоподающих систем автотрактор-

ных дизелей нагнетательные топливопроводы выполняют из легированной стали с большой толщиной стенок (2—3 мм) и внутренним диаметром 1,5—3 мм. В отечественной автотракторной промышленности используют топливопроводы с внутренним диаметром 2,0 мм.

С увеличением длины нагнетательного топливопровода, как это следует из формулы (243), больше затрачивается времени на движение волны от насоса до форсунки. Возрастает также объем топлива V_T , заключенный в топливопроводе. Поэтому на дизеле стремятся устанавливать короткие нагнетательные топливопроводы одинаковой длины. Обычно у автотракторных дизелей длина нагнетательного топливопровода не превышает 1,5 м. В этом случае при топливах малой вязкости, применяемых в быстроходных дизелях, на участке впрыска можно пренебречь потерями энергии при движении волн давления. Для обеспечения равномерной подачи топлива по цилиндрам дизеля необходимо, чтобы устанавливаемые нагнетательные топливопроводы имели близкие объемы V_T и обладали примерно одинаковым гидравлическим сопротивлением.

Форсунки и характеристики распылителей. От форсунки зависит окончательный вид характеристики впрыска. Форсунка влияет на распыливание топлива и его распределение по камере сгорания.

На автотракторных дизелях применяют форсунки закрытого типа, которые имеют запорное устройство между нагнетательным топливопроводом и распыливающими отверстиями. Запорный орган (игла или клапан) может удерживаться в закрытом состоянии усилием предварительной затяжки пружины или давлением гидрозапорной жидкости. Запорный орган обычно открывается под давлением впрыскиваемого топлива (форсунки с гидравлическим управлением). В последнее время разрабатываются форсунки, у которых открытием и закрытием запорного органа управляет быстродействующий электромагнит.

Наиболее важным элементом форсунки является распылитель, который частично выступает в камеру сгорания и подвержен воздействию высоких температур. Топливо и мелкие абразивные частицы, взвешенные в нем, двигаясь в распылителе с большими скоростями, изнашивают сопловые отверстия и запорные конусы. Последние изнашиваются также в результате удара при посадке иглы на седло. В распылителе может возникать износ кавитационного типа.

Наиболее широко применяются закрытые распылители: клапанно-сопловой (182, а), многодырчатый бесштифтовый (182, б) и штифтовый (182, в). Тип распылителя определяется в основном формой камеры сгорания.

У всех распылителей, показанных на рис. 182, между конусами иглы (клапана) и седла образуется дросселирующее проходное сечение $\mu_H f_H$. Площадь f_H возрастает по мере открытия запорного органа.

В клапанно-сопловом распылителе имеется еще дополнительное дросселирующее сечение $\mu_1 f_1$, а также дросселирующее сечение распыливающих отверстий $\mu_c f_c$. Дросселирующее сечение $\mu_c f_c$ имеет и многодырчатый бесштифтовый распылитель. Распылители, изображенные на рис. 182, а, б, применяют на дизелях с однополостными камерами

сгорания. Число распыливающих отверстий колеблется от одного до семи, а их диаметр от 0,15 до 0,6 мм.

На конце иглы штифтового распылителя имеется штифт (рис. 182, в) диаметром $d_{ш}$, равным 1,0; 1,5 и 2,0 мм. Концевая часть штифта обычно выполняется в виде двух усеченных конусов, сложенных меньшими основаниями. Угол прямого конуса штифта $\beta_{ш}$ подбирают из условий наиболее эффективного протекания рабочего процесса дизеля. Штифтовые распылители имеют три дросселирующие

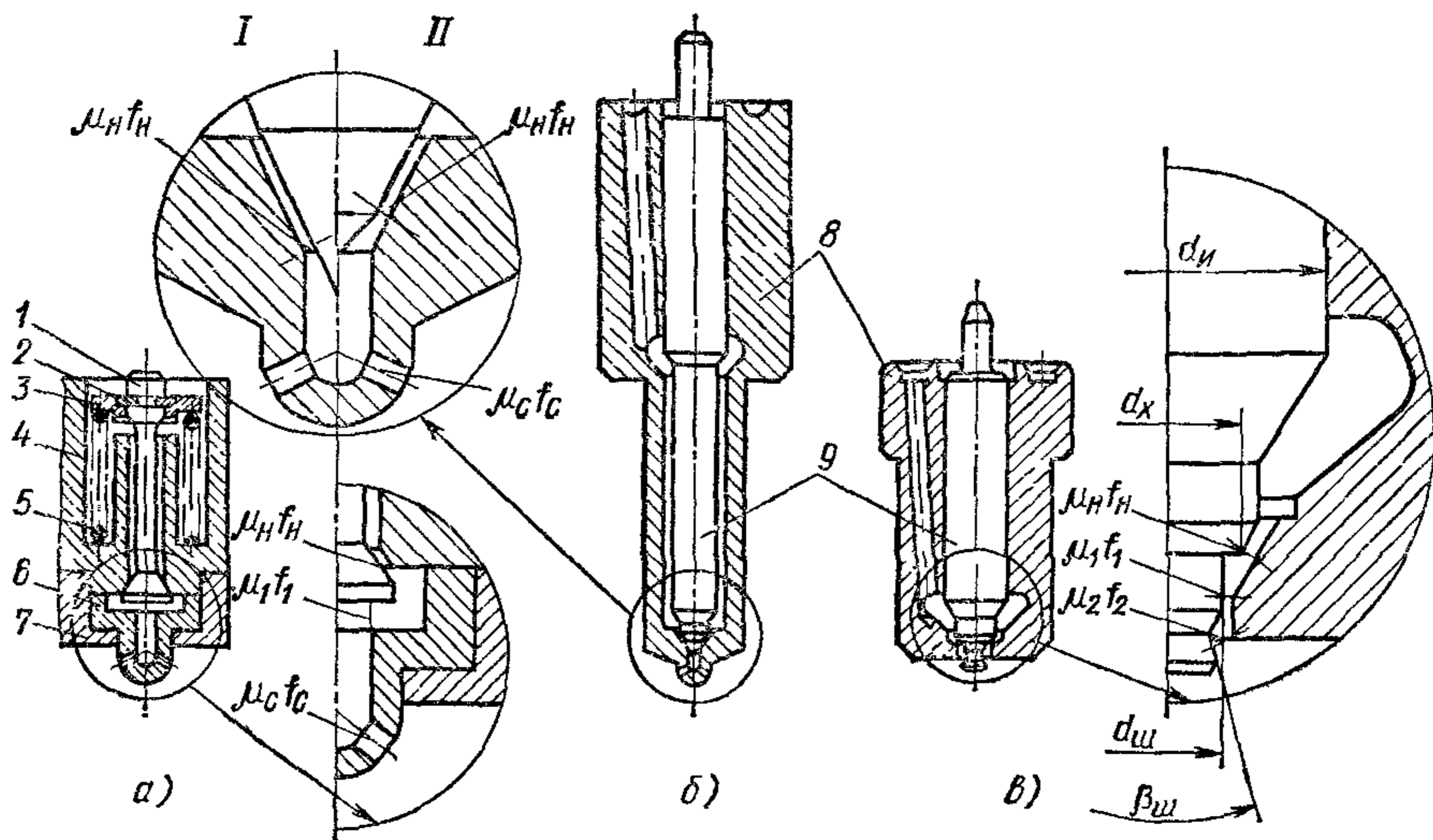


Рис. 182. Конструкции распылителей закрытых форсунок:

I и *II* — запорные органы распылителей форсунок соответственно дизелей Д-37 и четырехтактных дизелей ЯМЗ;

1 — клапан, 2 — сухарики, 3 — тарелка пружины, 4 — корпус клапана распылителя, 5 — пружина, 6 — носик распылителя; 7 — стяжная гайка, 8 — корпус распылителя; 9 — игла

сечения: $\mu_n f_n$, $\mu_1 f_1$ и $\mu_2 f_2$. Они изменяются по мере перемещения иглы. Штифтовые распылители используют на дизелях с разделенными камерами сгорания.

Давление топлива, действующее на запорный орган форсунки, в случае установки распылителя с иглой воздействует на площадку, образующуюся вследствие различия площадей максимального диаметра иглы $d_{ш}$ и диаметра запирающей кромки d_x . Эту площадку называют дифференциальной.

Максимальное перемещение иглы (клапана) в распылителе обычно не превышает 0,2—0,5 мм.

Все дросселирующие сечения распылителя можно заменить одним условным эквивалентным проходным сечением, определяемым на основании равенства расхода топлива через него и все дросселирующие сечения при одинаковом перепаде давлений. Эквивалентное дрос-

селирующее сечение распылителя подсчитывается по формуле

$$f_p = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^k 1/(\mu_i f_i)^2}}, \quad (249)$$

где $\mu_i f_i$ — заменяемые дросселирующие сечения распылителя, k — их число.

Изменение эквивалентного проходного сечения в распылителе в зависимости от перемещения его запорного органа $f_p = f(y)$ называют *характеристикой распылителя*.

Из анализа выражения (249) следует, что чем меньше величина $\mu_i f_i$, тем больше ее влияние на эквивалентное сечение f_p . Поэтому

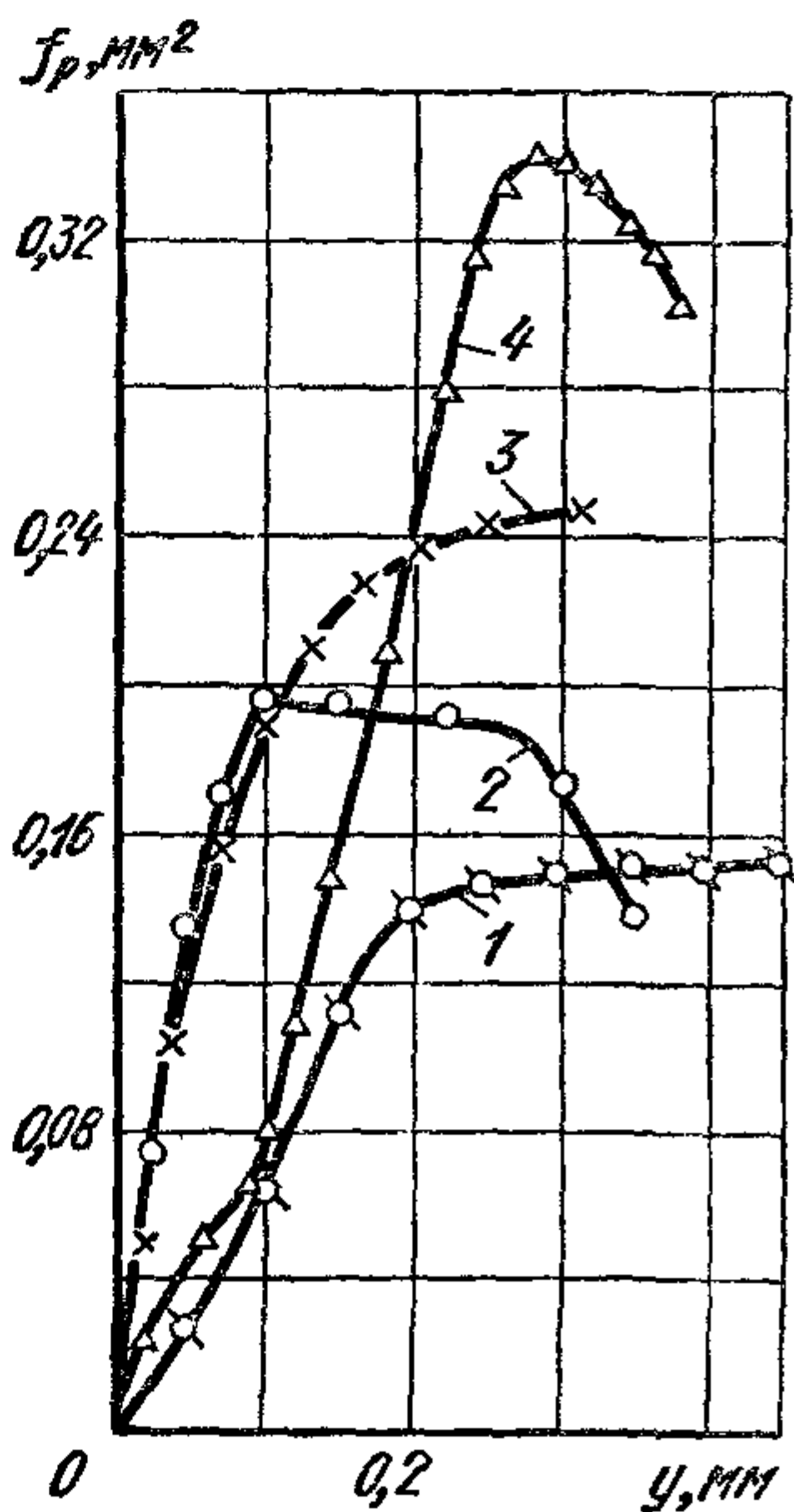


Рис. 183. Характеристики распылителей закрытых форсунок

величина f_p на различных участках перемещения запорного органа определяется характером изменения минимального из дросселирующих сечений на этом участке. Например, в начале перемещения иглы (клапана) для всех распылителей, показанных на рис. 182, минимальным является сечение $\mu_n f_n$, которое с увеличением перемещения иглы y нарастает, соответственно будет повышаться и значение f_p . При больших подъемах иглы (клапана) у многодырчатых распылителей минимальным дросселирующим сечением становятся распыливающие отверстия ($\mu_c f_c$). У штифтового распылителя уже при малых подъемах иглы определяющими являются дросселирующие сечения $\mu_1 f_1$ или $\mu_2 f_2$.

На рис. 183 даны характеристики закрытых распылителей. Кривая 1 представляет собой характеристику многодырчатого распылителя с иглой дизеля Д-37, а кривая 3 — характеристику многодырчатого распылителя дизеля ЯМЗ-236. Из сопоставления этих кривых видно, что площадь f_p на начальном участке перемещения иглы у распылителей форсунок четырехтактных двигателей ЯМЗ нарастает быстрее, чем у распылителей форсунок дизелей Д-37. Объясняется это наличием дополнительного конуса на игле распылителя форсунок ЯМЗ (см. рис. 182, б). Дополнительный конус увеличивает сечение f_n . Максимальные значения эквивалентной площади f_p у этих распылителей определяются в основном проходным сечением распыливающих отверстий.

Кривая 2 представляет собой характеристику клапано-соплового распылителя. Уменьшение сечения f_p при $y > 0,1$ мм вызвано тем, что определяющим на этом участке становится сечение $\mu_1 f_1$, которое уменьшается по мере перемещения клапана.

Кривая 4 — характеристика штифтового распылителя ФШБ-2 $\times \times 25^\circ$. При таком распылителе сокращение площади f_p при $y > 0,275$ мм происходит вследствие уменьшения сечения $\mu_2 f_2$ при перемещении иглы на этом участке.

Характеристики распылителей используют для расчета количества топлива, поступающего из форсунки в каждый момент времени (характеристики впрыска), если известны давление p_ϕ и ход иглы y . Расчет в каждый момент времени ведется по уравнению расхода топлива для установившегося движения:

$$Q_\phi = f_p \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{p_\phi - p_{ц}} \quad (250)$$

По идентичности характеристик эталонных и серийно выпускаемых распылителей контролируют качество их изготовления. На рис. 184 показано изменение по углу поворота кулачка давления p_ϕ в распылителе (кривая I), перемещения иглы y (кривая II) и характеристика впрыска при истечении топлива в среду с атмосферными условиями (кривая III). Кривые относятся к форсунке с многодырчатым бесштифтовым распылителем. Там же штрихпунктирной линией показано изменение давления p'_H в штуцере насоса.

В точке I' начинается повышение давления в штуцере насоса, а в точке I — в объеме V_ϕ распылителя форсунки. В точке 2 давление становится достаточным для преодоления усилия затяжки пружины форсунки ($p_\phi = p_{\phi 0}$), и игла в распылителе начинает подниматься. В результате увеличения объема в распылителе из-за подъема иглы и истечения топлива из форсунки давление впрыска на некотором участке может снижаться (участок 3—4). Когда игла достигает упора, давление p_ϕ нарастает (участок 5—6).

После начала отсечки резко снижается давление в надплунжерной полости, нагнетательный клапан начинает садиться на седло и падает давление в штуцере насоса. От точки 6 соответственно начинает уменьшаться и давление в форсунке. В точке 7 начинается движение иглы от упора к седлу. В период посадки иглы топливо продолжает поступать из распылителя. Давление топлива в момент посадки иглы (точка 8) меньше, чем в начале ее подъема (точка 2), что объясняется увеличением площади, на которую действует давление топлива после подъема иглы. Посадке иглы препятствуют также

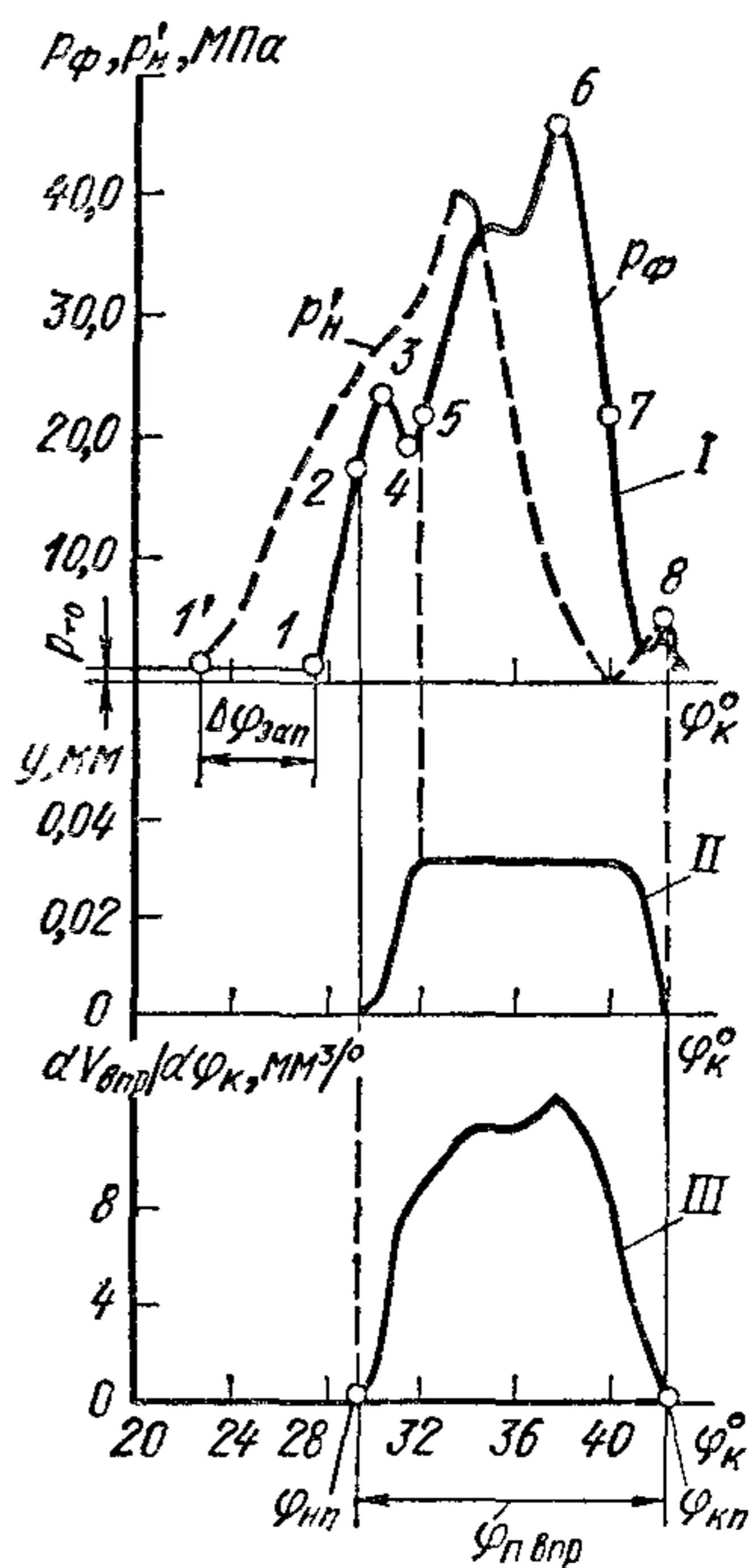


Рис. 184. Зависимости давлений в штуцере насоса и распылителя, перемещения иглы от угла поворота кулачкового вала и характеристики впрыска для форсунки с многодырчатым распылителем

силы инерции движущихся масс форсунки и трения между иглой и корпусом распылителя. Кроме того, при посадке игла вытесняет топливо из объема V_{ϕ} распылителя, что тормозит ее движение.

Объемную скорость подачи топлива из форсунки (характеристика впрыска) для каждого положения иглы подсчитывают (кривая III) по уравнению (250). Начало и конец подачи топлива соответствуют углам $\varphi_{н.п}$ и $\varphi_{к.п}$, а продолжительность впрыска равна $\varphi_{п.впр}$. На протекание процесса впрыска влияют следующие конструктивные особенности форсунки: характеристика распылителя, сила предварительной затяжки пружины, массы движущихся деталей форсунки и др.

При сокращении проходных сечений распылителя (уменьшение f_p) повышается давление в насосе и форсунке, растягивается процесс впрыска из-за большего влияния сжимаемости топлива. Становится также более вероятным появление подвпрысков вследствие роста $P_{то}$.

С возрастанием силы предварительной затяжки пружины игла начинает отходить от седла при большем начальном давлении $P_{\phi 0}$ в распылителе, повышается общий уровень давлений в полости нагнетания, более четко садится игла на седло в конце впрыска. Однако при этом возрастает сила удара иглы о седло и снижается долговечность работы распылителя. Предварительную затяжку пружины выбирают из условий обеспечения эффективного протекания рабочего цикла, четкого окончания процесса впрыска и надежной работы распылителя.

От массы движущихся деталей форсунки зависят силы инерции, которые препятствуют быстрому движению иглы в начале и конце впрыска. В конце впрыска усилие пружины будет частично уравновешиваться силами инерции и трения и давление топлива в распылителе может стать меньше давления газа в камере сгорания ($p_{\phi} < p_{ц}$) еще до посадки иглы на седло. Горячие газы из цилиндра в этом случае начнут проникать в полости распылителя, вследствие чего быстро закоксовываются дросселирующие сечения и образуются отложения на поверхности иглы. Через непродолжительный период работы такого распылителя требуется его заменять или чистить распыливающие отверстия и восстанавливать подвижность иглы. Поэтому в современных конструкциях форсунок стремятся уменьшать массу движущихся деталей и тем в большей степени, чем выше частота вращения дизеля.

Влияние скоростного режима работы на параметры процесса впрыска. На протекание процесса впрыска кроме конструктивных и регулировочных параметров системы питания влияют режимы ее работы. Характеристика впрыска системы питания четырехтактных дизелей ЯМЗ при постоянном положении рейки и различной частоте вращения кулачкового вала насоса n_k даны на рис. 185. Из сопоставления кривых видно, что при увеличении n_k впрыск топлива начинается позже, конец впрыска также сдвигается в сторону запаздывания, максимальная объемная скорость подачи на градус угла поворота кулачкового вала $(dV_{впр}/d\varphi_k)_{max}$ уменьшается.

На рис. 186 показано изменение действительной продолжительности впрыска и максимального давления в объеме V_{ϕ} распылителя в рабочем диапазоне скоростного режима системы питания четырехтактных дизелей ЯМЗ. С ростом частоты вращения кулачкового вала насоса от 450 до 1050 об/мин продолжительность впрыска и давление p_{ϕ} увеличиваются. На номинальном режиме для быстроходных дизелей действительная продолжительность впрыска в 1,8—2,2 раза больше геометрической. Такие изменения параметров процесса подачи топлива объясняются усиливающимся влиянием дросселирования и сжимаемости топлива с увеличением n_k .

Влияние цикловой подачи и методов ее изменения на параметры процесса впрыска. Требуемая величина цикловой подачи определяется скоростным режимом дизеля и внешней нагрузкой. Влияние рассмотренных выше факторов на протекание процесса впрыска, а следовательно, и на величину V_{ϕ} можно учесть коэффициентом подачи

$$\eta_n = V_{\phi} / V_{\Gamma}.$$

Тогда цикловая подача с учетом выражения (246)

$$V_{\phi} = V_{\Gamma} \eta_n = f_{пл} s_a \eta_n. \quad (251)$$

Для топливоподающей аппаратуры автотракторных дизелей на номинальном режиме работы $\eta_n = 0,75 \div 0,9$.

Из формулы (251) видно, что цикловую подачу можно изменять, воздействуя на активный ход плунжера или η_n .

У топливного насоса с отсечкой, нагнетательная секция которого показана на рис. 176, цикловую подачу меняют путем изменения активного хода плунжера. Для этого отсечную кромку выполняют в форме винтовой линии. При этом возможны три способа регулирования подачи:

- 1) изменением конца впрыска при неизменном начале подачи;
- 2) изменением начала впрыска при неизменном конце подачи;
- 3) одновременным изменением начала и конца подачи.

При первом способе регулирования с повышением нагрузки активный ход увеличивается и конец подачи смещается в сторону запаздывания, а начало подачи остается примерно постоянным. Вследствие незначительного отклонения фаз впрыска от оптимальных и относительной простоты изготовления плунжера (он имеет только одну винтовую кромку) этот способ широко применяется. Его используют на всех отечественных автотракторных дизелях при установке разделенной топливоподающей аппаратуры. Характеристики впрыска для

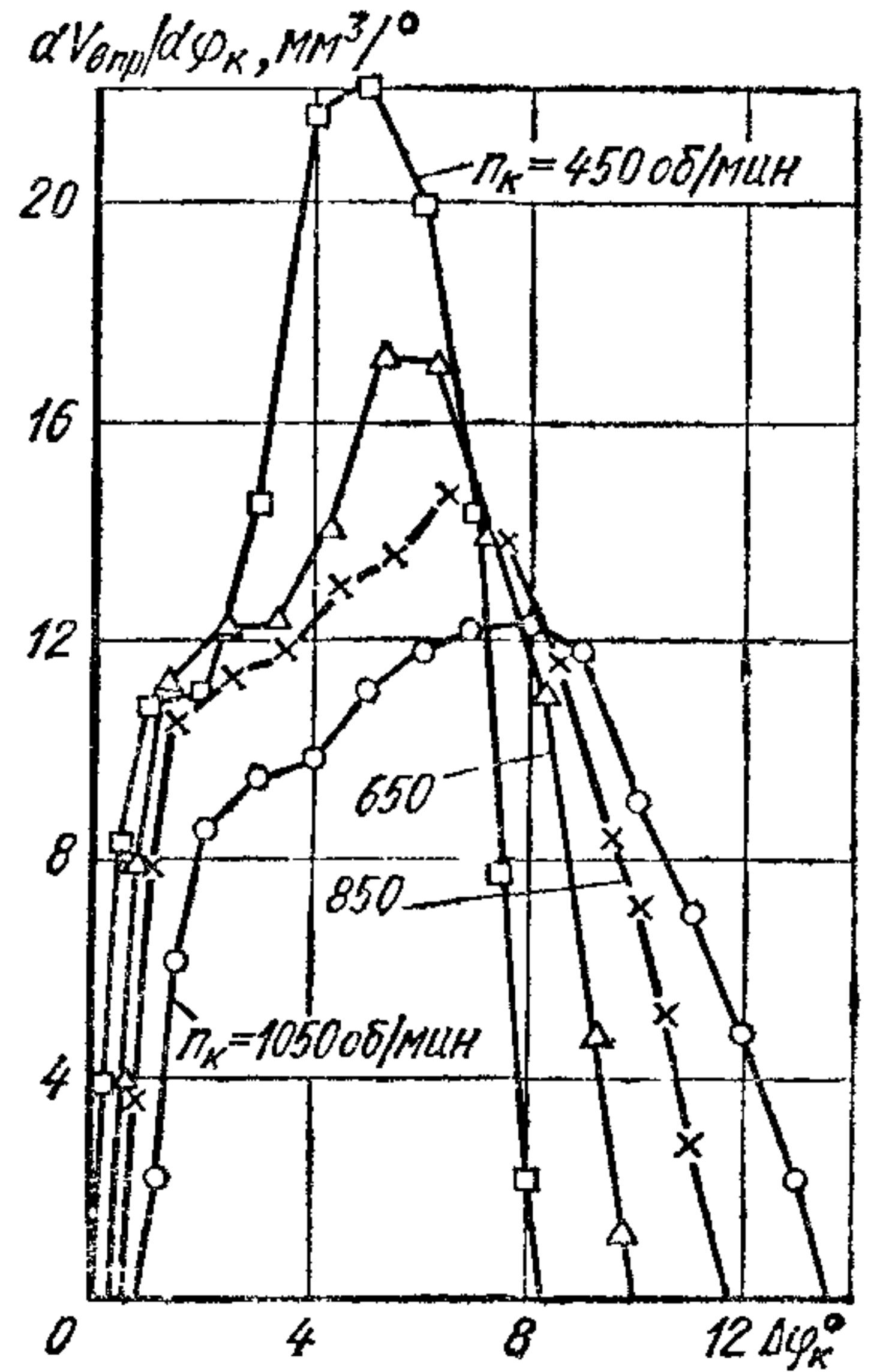


Рис. 185. Характеристики впрыска при различной частоте n_k , постоянном положении рейки топливного насоса четырехтактных дизелей ЯМЗ ($d_c = 0,34$ мм)

топливной системы с таким плунжером при различной цикловой подаче приведены на рис. 187, а.

В случае регулирования $V_{ц}$ изменением начала впрыска геометрическое начало подачи с уменьшением нагрузки смещается к в. м. т., геометрический конец подачи остается постоянным. При этом вследствие протекания начала процесса впрыска при более высоких температуре и давлении в цилиндре сокращается задержка воспламенения по сравнению с регулированием при неизменном начале впрыска. Дизель на частичных нагрузках работает с менее интенсивным

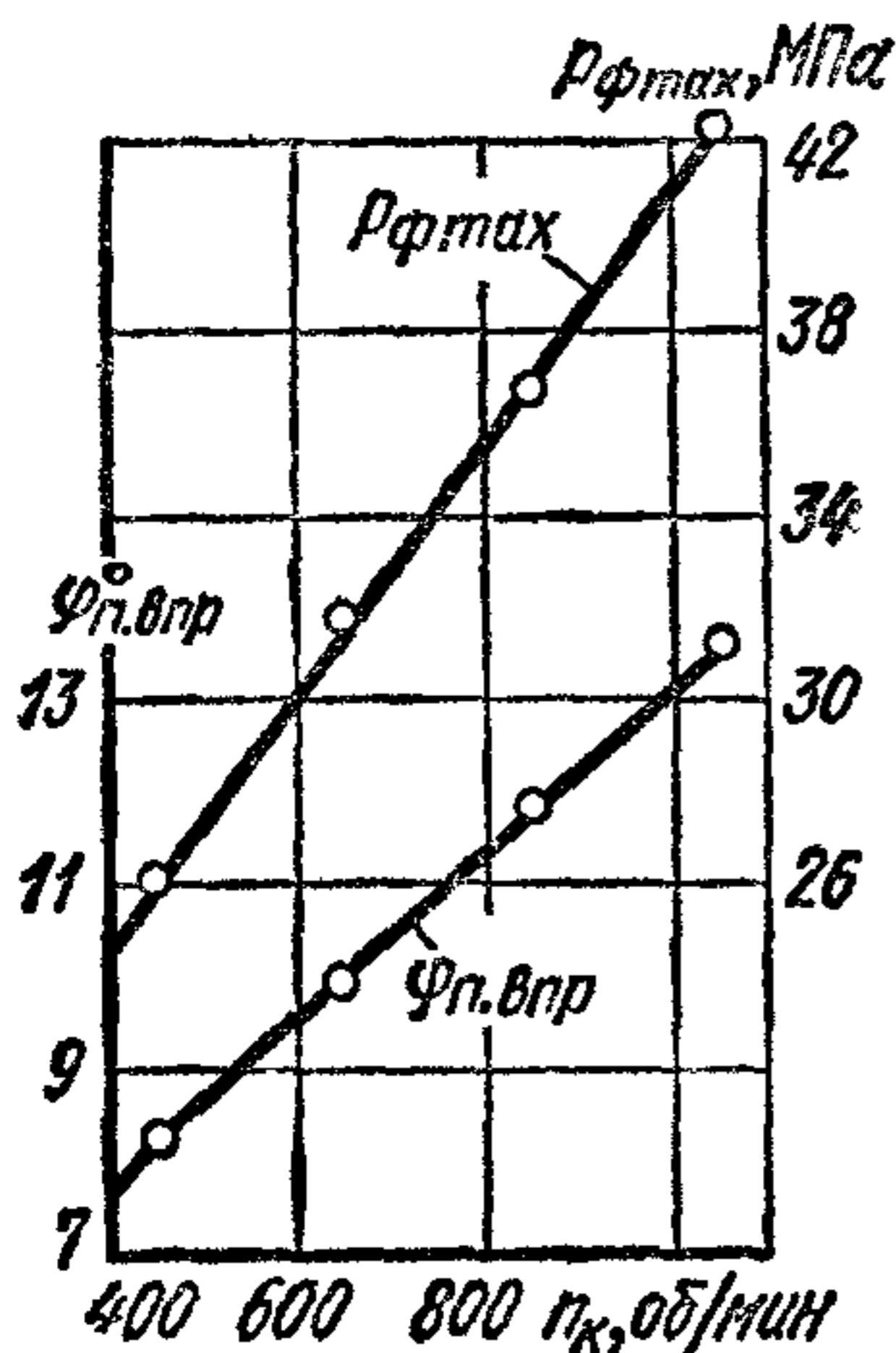
нарастанием давления в период быстрого сгорания. Характеристики впрыска с плунжером такого типа показаны на рис. 187, б.

При комбинированном способе регулирования с уменьшением цикловой подачи геометрическое начало впрыска смещается к в. м. т., а конец наступает раньше. Подбором шага винтовых кромок плунжера можно получить оптимальные фазы впрыска по нагрузочной характеристике. Однако в этом случае плунжер должен иметь две винтовые кромки (насос-форсунки АР-20АЗ, АР-23АЗ). На рис. 187, в показаны характеристики впрыска при различных постоянных положениях рейки для насос-форсунки АР-23АЗ.

Анализ характеристик впрыска, приведенных на рис. 187, показывает, что с уменьшением цикловой подачи продолжительность впрыска уменьшается, действительные моменты впрыска изменяются в соответствии с изменением геометрических фаз и максимальные давления впрыска снижаются.

Рис. 186. Зависимость действительной продолжительности впрыска и максимального давления в объеме $V_{ф}$ распылителя от частоты $n_{к}$ четырехтактных дизелей ЯМЗ ($d_{с} = 0,34$ мм):

$V_{ц} = 115$ мм³ при $n_{к} = 1050$ об/мин; положение рейки топливного насоса постоянное



У топливных насосов с дросселированием на впуске подачу регулируют изменением наполнения топливом пространства над плунжером, для чего в канале, подводящем топливо к плунжерной паре, устанавливают специальное дросселирующее устройство. Геометрический активный ход плунжера на всех режимах остается постоянным, а изменяется коэффициент подачи $\eta_{п}$ и в соответствии с выражением (251) $V_{ц}$. Основными элементами топливного насоса с дросселированием на впуске являются (рис. 188): плунжер 1, втулка 2 и дросселирующий золотник 3. При ходе плунжера вниз (рис. 188, а) в объеме втулки над плунжером образуется разрежение. Топливо, оставшееся в этом объеме, частично испаряется, и создается давление, соответствующее упругости топливных паров $p_{п}$. При открытии торцом плунжера впускного окна топливо под постоянным перепадом давлений $p_{вс} - p_{п}$ проходит через дросселирующее сечение золотника и заполняет объем во втулке (рис. 188, б). Заполнение продол-

жается до тех пор, пока будет открыто впускное окно или объем V_H во втулке не заполнится полностью топливом.

При движении плунжера вверх после перекрытия впускного окна поступление топлива в объем V_H прекратится и начнется конденсация оставшихся паров топлива (рис. 188, в). Подача произойдет лишь после полной конденсации паров, когда давление p_H в объеме

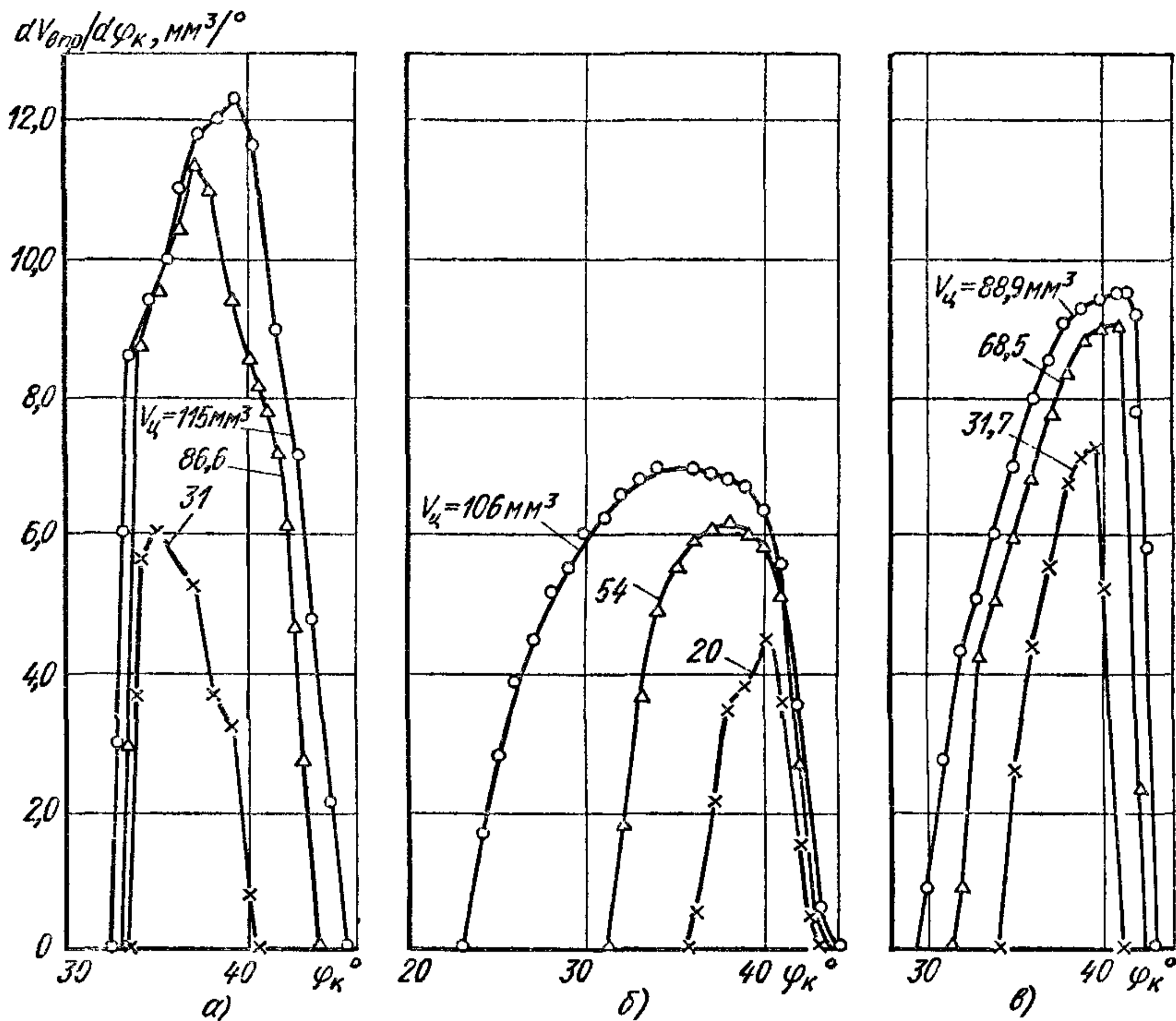


Рис. 187. Характеристики впрыска при различной цикловой подаче:

а — топливоподающая аппаратура дизелей ЯМЗ, $n_K = 1000$ об/мин ($d_c = 0,34$ мм); б — насос-форсунка АР-21, $n_K = 800$ об/мин, выпуклый серийный кулачок; в — насос-форсунка АР-21АЗ, $n_K = 700$ об/мин, тангенциальный кулачок

во втулке плунжера будет достаточным для перемещения нагнетательного клапана (рис. 188, г). После окончания подачи плунжер начнет двигаться вниз, и цикл повторится.

При частичном заполнении объема V_H топливом цикловая подача в первом приближении будет равна количеству топлива, поступившего в этот объем. Поэтому величина $V_{ц}$ в соответствии с уравнением расхода пропорциональна перепаду давлений $p_{вс} - p_H$, площадям проходных сечений золотника $f_{др}$ и впускного окна $f_{ок}$ во втулке и времени, в течение которого впускное окно остается открытым. Следовательно, на цикловую подачу можно воздействовать, изменяя площадь проходного сечения $f_{др}$ в золотнике или давление топлива $p_{вс}$.

Регулирование цикловой подачи для такой топливоподающей аппаратуры соответствует изменению начала впрыска. Конец геометрической подачи остается постоянным.

К недостаткам топливных насосов с дросселированием на впуске следует отнести большую сложность обеспечения идентичной работы всех нагнетающих секций в случае многоплунжерных насосов или

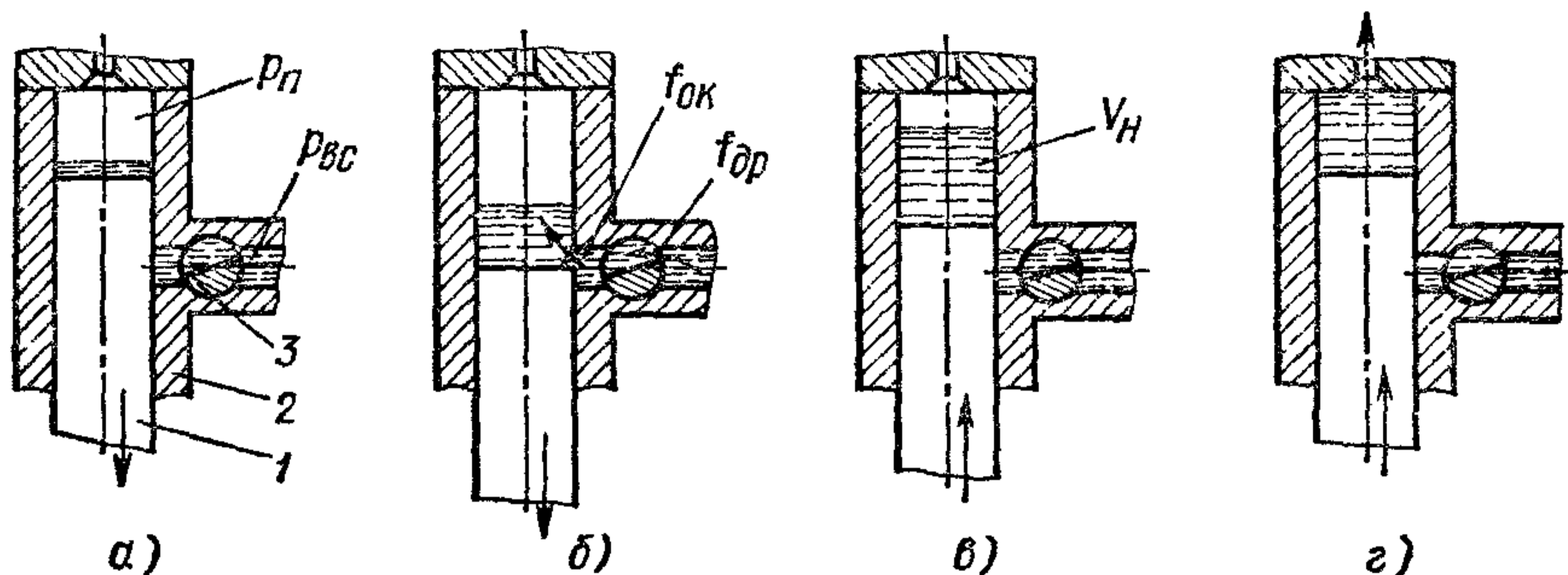


Рис 188. Схема работы топливного насоса с дросселированием на впуске

насос-форсунок. Различия в сопротивлении движению топлива или колебания давления в подводящих каналах влияют на наполнение объема во втулке V_n и на равномерность подачи топлива по цилиндрам дизеля. Поэтому метод дросселирования на впуске в основном применяют для насосов распределительного типа.

§ 4. Характеристики подачи топливоподающей системы и методы их корректирования

Протекание скоростных характеристик дизеля в значительной степени определяется изменением цикловой подачи топливоподающей системы от частоты вращения кулачкового вала при постоянном положении регулирующего органа. Из теории двигателей известно, что индикаторный крутящий момент прямо пропорционален среднему индикаторному давлению и может быть определен по формуле

$$M_i = (1/\pi) p_i i (V_h/\tau) = B \eta_i \eta_v / \alpha, \quad (252)$$

где

$$B = (1/\pi) (H_u/l_0) (iV_h/\tau) \rho_k,$$

H_u — в Дж/кг, V_h — в м³ и ρ_k — в кг/м³.

Заменим в выражении (252) коэффициент избытка воздуха по формуле

$$\alpha = G_{вц}/(l_0 G_{тц}) = (\rho_k/l_0 \rho_T) V_h (\eta_v/V_{ц}), \quad (253)$$

где $G_{вц}$ — количество воздуха, поступившего в цилиндр двигателя в процессе наполнения, кг; $G_{тц} = V_h \eta_v \rho_k$; количество топлива, поданного в цилиндр двигателя за цикл (в кг), подсчитывается по формуле (245).

Тогда

$$M_i = B_1 \eta_i V_{ц},$$

где M_i — в Н·м; B_1 — постоянная для данного двигателя величина, $B_1 = (1/\pi) (iH_u \rho_T / \tau)$; $V_{ц}$ — цикловая подача топлива, м³.

Эффективный крутящий момент двигателя

$$M_e = M_i \eta_M = B_1 \eta_i \eta_M V_{ц}. \quad (254)$$

Из выражения (254) следует, что эффективный крутящий момент определяется суммарным воздействием трех факторов: индикаторного и механического КПД и цикловой подачи. Механический КПД двигателя уменьшается с ростом скоростного режима, а индикаторный КПД, как правило, возрастает. В результате их произведение, представляющее собой эффективный КПД ($\eta_e = \eta_i \eta_M$), имеет максимум в рабочем диапазоне скоростных режимов. При этом обычно стремятся, чтобы кривая $\eta_e = f(n)$ протекала по возможности более полого, т. е., чтобы резко не ухудшалась экономичность работы двигателя как в зоне малых, так и в зоне больших частот вращения коленчатого вала. Поэтому в дизеле изменение M_e по скоростной характеристике в основном зависит от формы кривой $V_{ц} = f(n_k)$.

Скоростные характеристики подачи топлива определяются при совместной работе насоса и форсунки.

В зависимости от режима работы, сжимаемого объема топлива, уровня давления, конструктивных особенностей топливоподающей аппаратуры и привода преобладает влияние одного из факторов (дросселирования, сжимаемости топлива, упругости деталей топливоподающей системы и привода). У разделенной топливоподающей аппаратуры автотракторных дизелей с насосами с отсечкой обычно преобладает дросселирование топлива в окнах втулки плунжера, в результате чего цикловая подача возрастает с повышением частоты вращения кулачкового вала насоса. Максимальные давления впрыска на полной подаче у этих систем не превышают 30—55 МПа.

На рис. 189, а показаны скоростные характеристики подачи для топливоподающей аппаратуры дизелей ЯМЗ-240 при двух положениях рейки топливного насоса (сплошные кривые). При положении рейки, соответствующем полной подаче, последняя незначительно увеличивается с ростом частоты вращения кулачкового вала насоса (кривая 1). При частичной подаче (кривая 2) цикловая подача с ростом n_k увеличивается более интенсивно. Это объясняется тем, что при частичных подачах давление в системе снижается и уменьшается соответственно влияние сжимаемости на цикловую подачу, дросселирование же в окнах втулки плунжера возрастает.

Характеристики подачи в зависимости от скоростного режима работы для топливоподающей аппаратуры неразделенного типа показаны на рис. 189, б. Для насос-форсунок типа АР-20 и АР-21 максимальные давления впрыска достигают 120—140 МПа. Вследствие этого при полной подаче сжимаемость топлива превалирует над дросселированием, и цикловая подача падает с ростом частоты вращения n_k (кривая 3). По мере уменьшения цикловой подачи (кривые 4 и 5)

все большее влияние на нее оказывает дросселирование топлива. При переходе к малым подачам давление впрыска значительно снижается, начинают преобладать явления дросселирования, и цикловая подача увеличивается с ростом скорости вращения (кривая б).

На рис. 190 показаны характеристики подачи топливоподающей системы с насосом, имеющим дросселирующее устройство на впуске. Кривые 1—4 соответствуют различным проходным сечениям в золотнике ($f_{др1} > f_{др2} > f_{др3} > f_{др4}$). Из кривых $V_{ц} = f(n_{к})$ видно, что для каждого проходного сечения в дроссельном золотнике при определенной частоте вращения начинается падение цикловой подачи топлива. Этот момент соответствует началу частичного заполнения

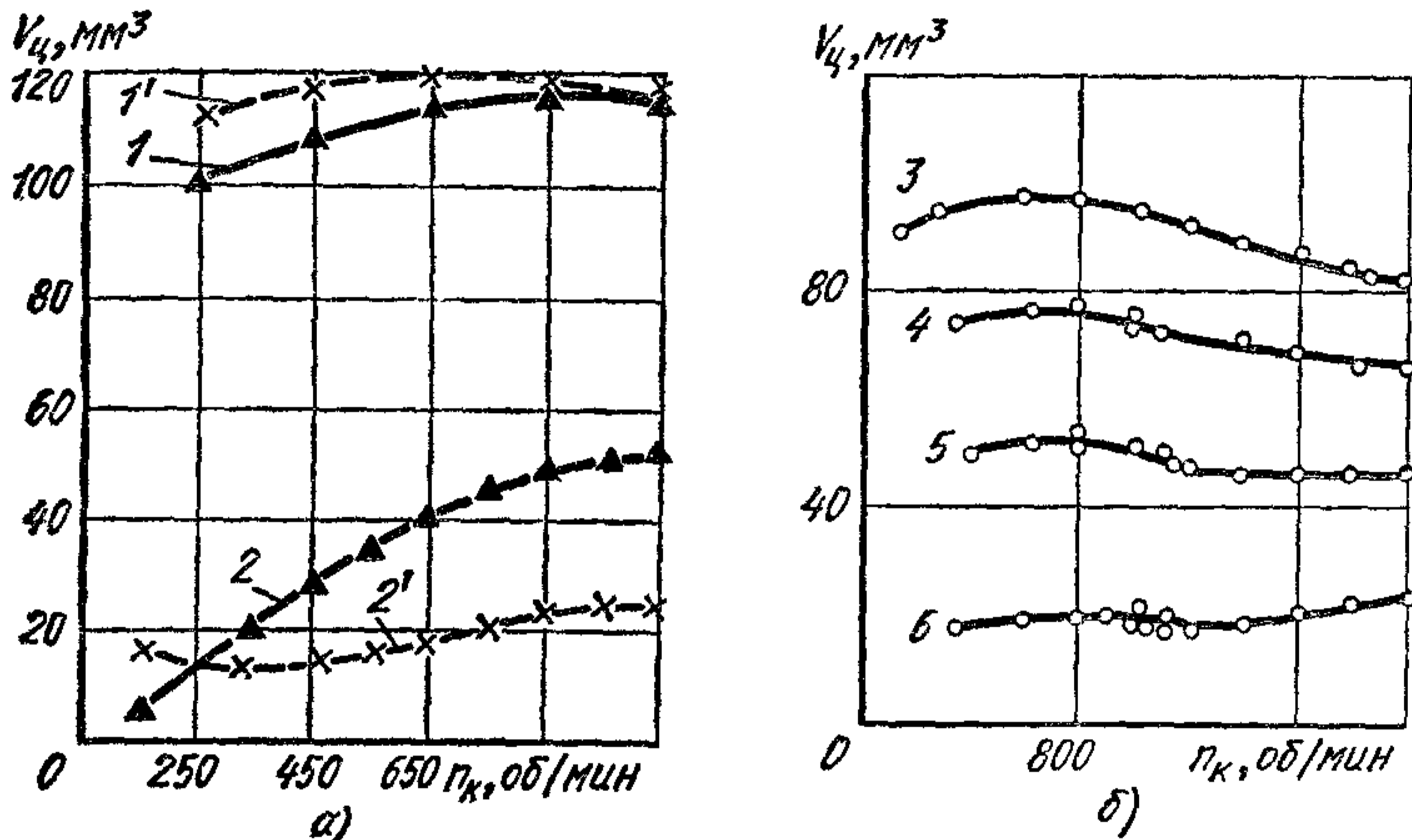


Рис. 189. Зависимость $V_{ц}$ от скоростного режима:

а — топливоподающая аппаратура разделенного типа дизелей ЯМЗ-240 без корректирующего и с корректирующим устройством; б — насос-форсунка АР-21

топливом пространства над плунжером. В результате с дальнейшим ростом $n_{к}$ уменьшаются время заполнения полости над плунжером, количество поступившего туда топлива и цикловая подача.

При установке на дизеле разделенной топливоподающей системы с топливным насосом с отсечкой, имеющей скоростные характеристики, показанные на рис. 189, а, кривая крутящего момента протекает полого, а коэффициент приспособляемости мал ($K = 1,05 \div 1,08$). Аналогично протекает кривая крутящего момента и в случае насоса с дросселированием на впуске, если топливо полностью заполняет пространство над плунжером. При частичном заполнении характер протекания кривой M_e будет аналогичен изменению $V_{ц} = f(n_{к})$ на этом участке и можно получить необходимое значение коэффициента приспособляемости K . Применение насос-форсунок также обеспечивает необходимое изменение крутящего момента двигателя по скоростной характеристике.

При рассмотрении изменения цикловой подачи от частоты вращения кулачкового вала насоса следует отметить наличие у современных топливных насосов автотракторных дизелей пускового режима,

на котором подача превышает номинальную в 1,8—2,5 раза. Такой рост достигается соответствующим увеличением активного хода плунжера.

Кроме скоростных характеристик подачи топлива определяют также зависимости цикловой подачи от положения регулирующего органа насоса при $n_k = \text{const}$. Для топливных систем с насосами с отсечкой такую характеристику строят по ходу рейки [$V_{ц} = f(h_p)$]. На рис. 191 приведена зависимость $V_{ц}$ по ходу рейки, полученная для топливоподающей системы дизелей ЯМЗ-236 при $n_k = 1050$ об/мин. По мере уменьшения цикловой подачи прямая пропорциональность между нею и ходом рейки все больше нарушается, что вызвано увеличением влияния дросселирования в отверстиях втулки и уменьшением влияния сжимаемости топлива.

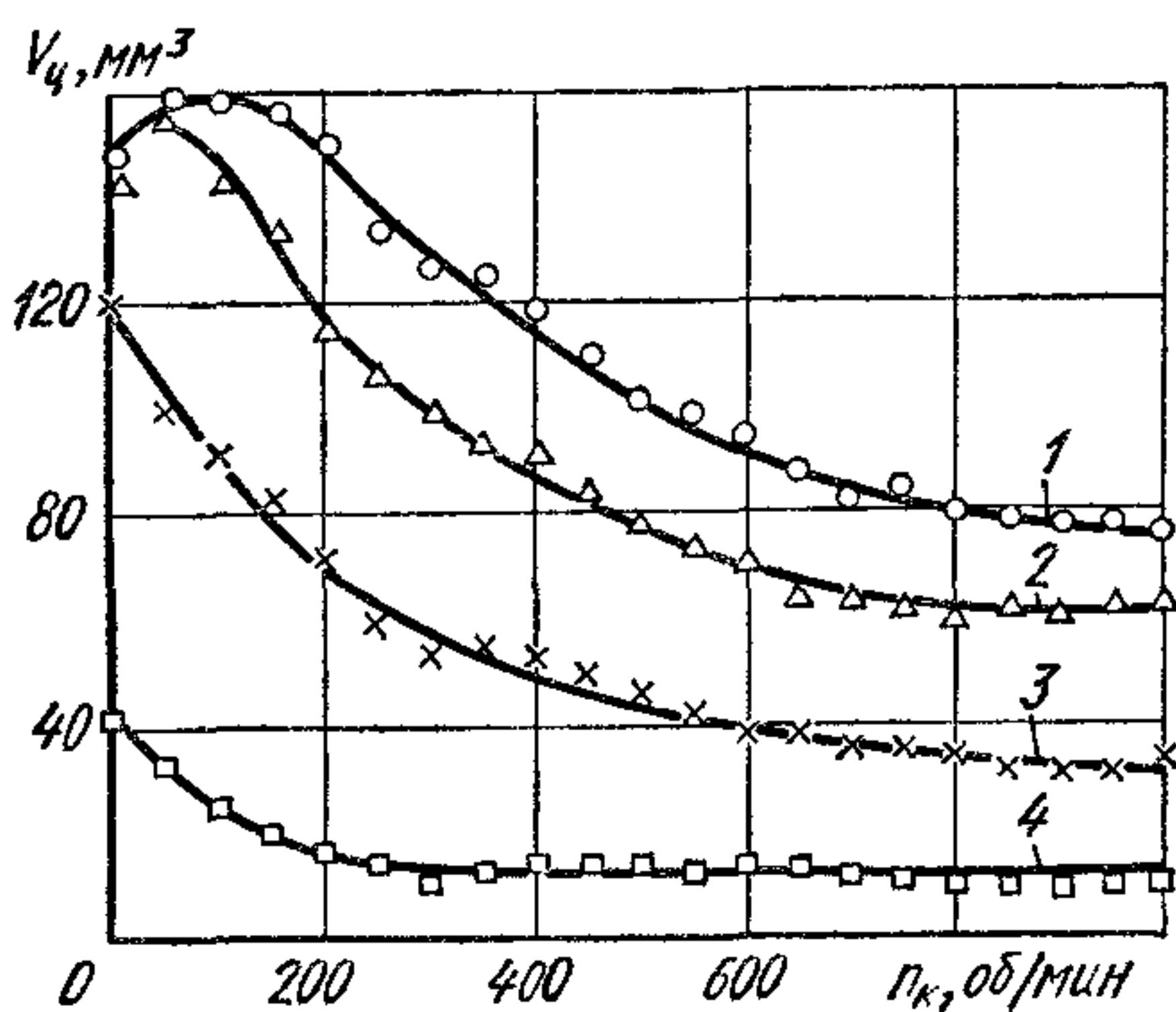


Рис. 190. Зависимость $V_{ц}$ от скоростного режима для топливоподающей аппаратуры с насосом с дросселированием на впуске

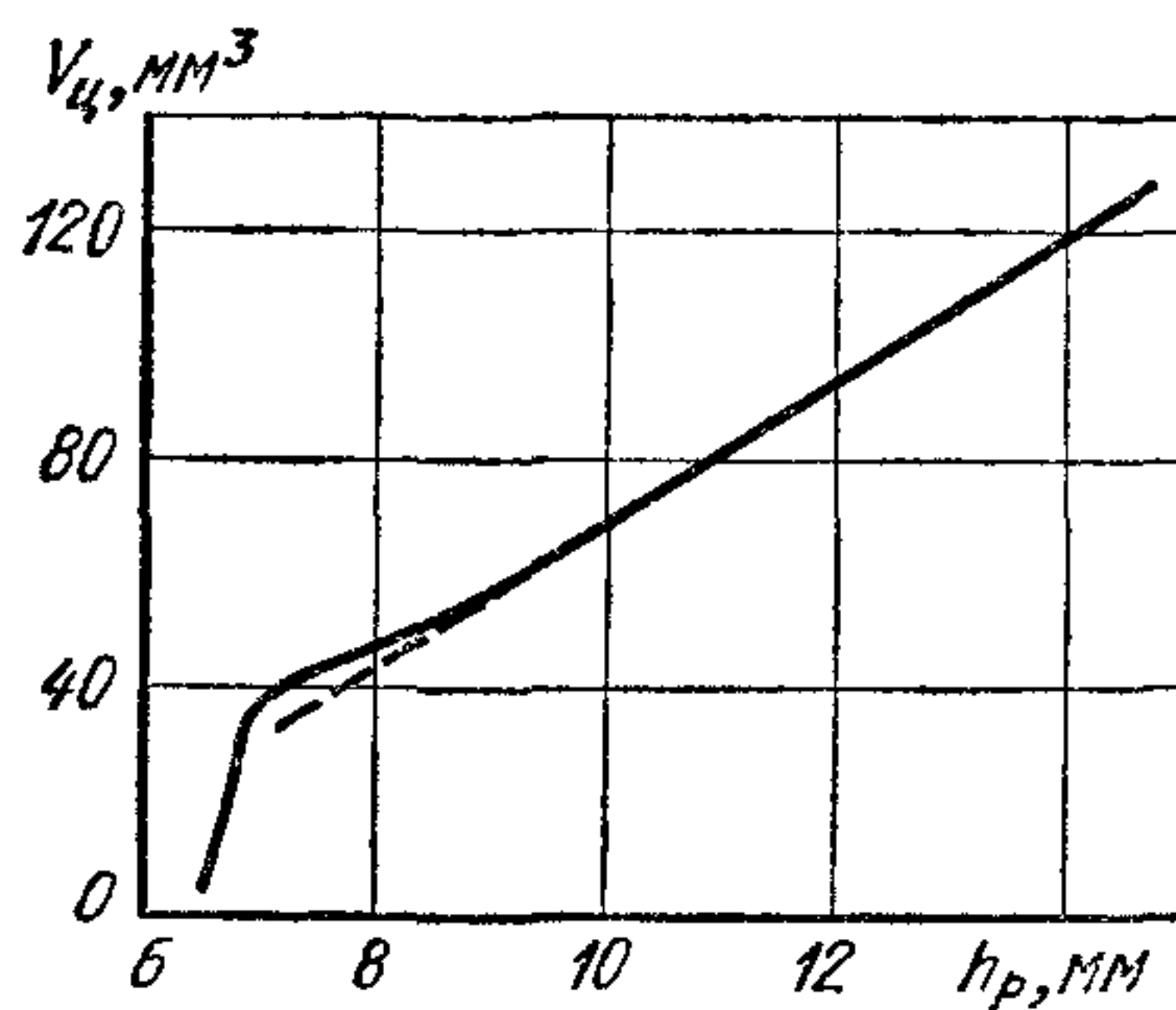


Рис. 191. Зависимость цикловой подачи от хода рейки

Корректирование скоростных характеристик подачи топлива. Для увеличения коэффициента приспособляемости желательно, чтобы цикловая подача топлива возрастала примерно на 10—15% по сравнению с номинальной при уменьшении скоростного режима от $n_{ном}$ до $n_{мр}$. Следовательно, при установке на дизеле топливных насосов высокого давления с отсечкой надо корректировать характеристики подачи.

Корректирование характеристик подачи в соответствии с формулой (251) достигается увеличением активного хода плунжера или за счет роста коэффициента подачи.

В первом способе корректирования по мере уменьшения частоты вращения кулачкового вала насоса рейку дополнительно перемещают в сторону увеличения подачи топлива. Для этой цели устанавливают, например, специальное корректирующее устройство в регуляторе. Механический корректор, применяемый в дизеле ЯМЗ-238ИБ, состоит из упора 6 (рис. 192) и пружины 7 корректора и установлен в рычаге 8 регулятора. На номинальном режиме работы

(как показано на схеме) перемещение рычага 8 под усилием $P_{гр}$ пружины регулятора ограничено упором 9. Пружина 7 корректора при этом сжата силой грузов регулятора, которая передается через подвижную муфту 4 упору 6. С уменьшением частоты вращения двигателя цепробежная сила грузов становится меньше и пружина корректора передвигает муфту 4. Одновременно рычаг 3 перемещает рейку 1 топливного насоса в направлении, показанном сплошной стрелкой, увеличивая подачу. Корректор работает также и при частичных подачах. При этом перемещение рейки насоса происходит под действием сил пружин регулятора и корректора. Работа корректора прекращается, когда сила грузов $P_{гр}$ регулятора становится равной усилию предварительной затяжки пружины 7 корректора, что соответствует примерно скоростному режиму при максимальном крутящем моменте дизеля.

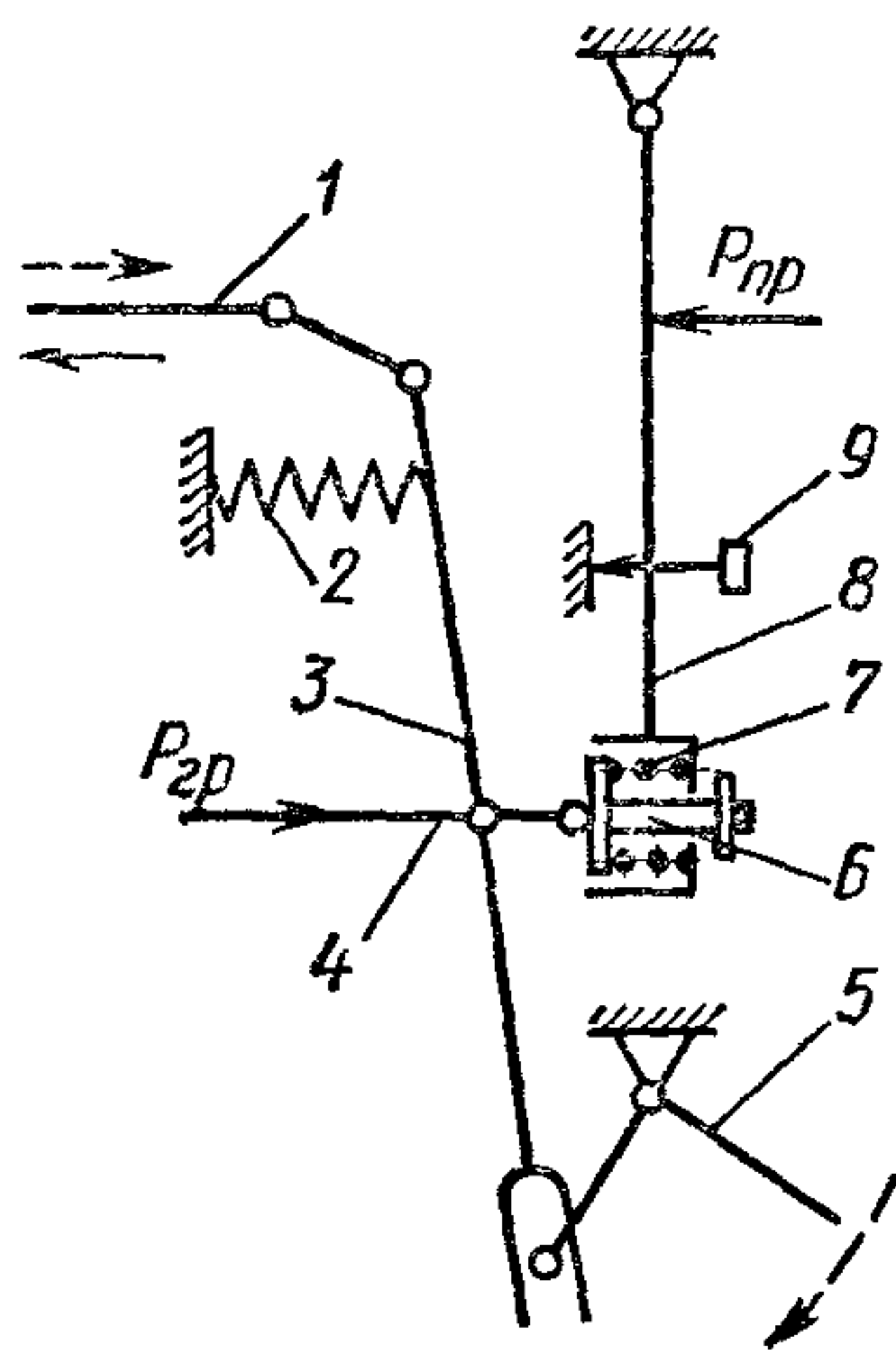


Рис. 192. Схема установки механического корректора в регуляторе дизеля ЯМЗ-238НБ

Слабая пружина 2 регулятора перемещает рейку 1 в направлении увеличения подачи в режиме пуска дизеля. Скоба 5 предназначена для выключения подачи топлива. При этом ее перемещают по направлению вращения часовой стрелки.

Для корректирования характеристик подачи изменением η_n в некоторых насосах, например в топливном насосе дизелей ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н, применяется специальный нагнетательный клапан (см. рис. 181, б). В клапанах-корректорах используется явление дросселирования топлива, возникающее при перетекании его из пространства над плунжером через боковое отверстие 6 малого диаметра в объем штуцера насоса при ходе нагнетания.

С ростом частоты вращения давление в пространстве над плунжером вследствие дросселирования и высота подъема клапана возрастают, что приводит к увеличению разгружающего действия клапана в процессе его посадки на седло. В результате этого с повышением частоты вращения кулачкового вала насоса цикловая подача в определенном диапазоне изменения скоростного режима уменьшается.

Корректирующее действие такого нагнетательного клапана имеет место на всех режимах работы топливоподающей системы. На рис. 189, а штриховой линией показана зависимость $V_{ц} = f(n_k)$ при положении рейки, соответствующем полной подаче топлива в случае использования корректирующего нагнетательного клапана (кривая 1'). В результате корректирующего действия нагнетательного клапана максимальная подача превышает подачу, соответствующую подаче на номинальном скоростном режиме ($n_n = 1050$ об/мин), на 4,5%. На малой подаче (кривые 2 и 2') положение реек подобрано так, чтобы обеспечивалась $V_{ц} = 15$ мм³ на холостом ходу ($n_k = 250$ об/мин).

Корректирующее действие такого нагнетательного клапана имеет место на всех режимах работы топливоподающей системы. На рис. 189, а штриховой линией показана зависимость $V_{ц} = f(n_k)$ при положении рейки, соответствующем полной подаче топлива в случае использования корректирующего нагнетательного клапана (кривая 1'). В результате корректирующего действия нагнетательного клапана максимальная подача превышает подачу, соответствующую подаче на номинальном скоростном режиме ($n_n = 1050$ об/мин), на 4,5%. На малой подаче (кривые 2 и 2') положение реек подобрано так, чтобы обеспечивалась $V_{ц} = 15$ мм³ на холостом ходу ($n_k = 250$ об/мин).

В этой зоне частот вращения характер кривых $V_{ц} = f(n_{к})$ при отсутствии и наличии коррекции различен. При отсутствии коррекции (кривая 2) цикловая подача резко уменьшается с понижением частоты вращения, а при коррекции несколько возрастает (кривая 2'), что улучшает устойчивость работы дизеля на холостом ходу.

§ 5. Расчет процесса впрыска

и подбор элементов топливоподающей аппаратуры к дизелю

Существуют два метода расчета топливоподающих систем дизелей автотракторного типа. Первый метод позволяет при выбранных параметрах топливоподающей аппаратуры рассчитать изменение давления в любой точке системы, движение нагнетательного клапана насоса и запорного устройства форсунки, характеристику впрыска и цикловую подачу. Вторым методом расчета дает возможность выбрать конструктивные элементы топливоподающей аппаратуры по заданной характеристике впрыска.

В основу обоих методов расчета положено решение уравнений неустановившегося движения сжимаемой невязкой жидкости, выведенных Н. Е. Жуковским.

Для определения формы прямой и обратной волн давления в нагнетательном топливопроводе составляют уравнения граничных и начальных условий у насоса и форсунки, в которых учитывают конструктивные особенности этих элементов топливоподающей аппаратуры. Полученные системы дифференциальных уравнений решают с применением ЭВМ численными методами с малым шагом интегрирования. Выводы этих уравнений и методы их решения даются в специальной литературе.

Ниже рассмотрено только определение цикловой подачи, которая является исходной при выборе хода и диаметра плунжера топливного насоса. Цикловая подача может быть найдена из выражения (253), если известны коэффициент наполнения, коэффициент избытка воздуха и плотность воздуха на впуске:

$$V_{ц} = \frac{1}{l_0} \frac{\rho_{к}}{\rho_1} \frac{\eta_V}{\alpha} V_h,$$

где $V_{ц}$ — в м³.

Если цикловую подачу подсчитывают в мм³, а рабочий объем цилиндра измеряют в л, то

$$V_{ц} = \frac{10^6}{l_0} \frac{\rho_{к}}{\rho_T} \frac{\eta_V}{\alpha} V_h. \quad (255)$$

Для двигателей, конструкция которых только разрабатывается, цикловую подачу удобнее рассчитывать, пользуясь величинами предполагаемого удельного расхода топлива и среднего эффективного давления. В этом случае цикловая подача

$$V_{ц} = \frac{G_T}{(120n/\tau) i \rho_T}, \quad (256)$$

где G_T — расход топлива двигателем, кг/ч, n — в об/мин, ρ_T — плотность топлива, кг/м³, $V_{ц}$ — в м³.

Подставив значения G_T и N_e в уравнение (256), получим

$$V_{ц} = (p_e g_e / \rho_T) V_h, \quad (257)$$

где p_e — в Па, g_e — в кг/(Вт. с), V_h — в м³, ρ_T — в кг/м³, $V_{ц}$ — в м³.

Из выражения (256) или (257) можно подсчитать удельную цикловую подачу

$$v_{ц} = V_{ц} / V_h.$$

Цикловая подача на 1 л рабочего объема цилиндра для двигателей без наддува $v_{ц} = 50 \div 80$ мм³/л. В случае применения наддува эти значения следует увеличить пропорционально изменению p_e и g_e .

Топливный насос подбирают по цикловой подаче (табл. 23), подсчитываемой по уравнению (255) или (257).

23. Характеристика топливных насосов высокого давления

Исполнение насоса	$s_{пл}$, мм	$d_{пл}$, мм	$V_{ц\ max}$, мм ³	Число плунжерных секций насоса
А	8	(5), (6), (6,5), 7; 8; 8,5 9; 10	25—150	1, 2, 3, 4, 6 8, 12
Б	10	(6,5); (7); 8; 8,5; 9; 10; 11; 12	35—250	1, 2, 4, 6, 8, 12
В	12	10; 12; 13; 14; 16; (17)	120—800	4, 6, 8, 12

Примечание Размеры, указанные в скобках, для вновь разрабатываемых конструкций топливных насосов применять не следует

С увеличением диаметра плунжера сокращается продолжительность геометрической подачи и увеличивается давление впрыска.

Конструктивные параметры форсунки и распылителя выбирают в процессе испытаний дизеля на стенде.

§ 6. Регулирование частоты вращения коленчатого вала двигателя

Режим работы двигателя внутреннего сгорания определяется его нагрузкой и частотой вращения коленчатого вала. Обе характеристики режима для каждого двигателя могут изменяться в определенном интервале значений.

Для любой из частот вращения двигателя существует максимальная нагрузка, которая может быть преодолена. Величина ее зависит от состояния воздуха на входе в двигатель, коэффициента наполнения, применяемого топлива, качества рабочего процесса и механичес-

ких потерь в двигателе (см. гл. IX). Нижний предел нагрузки равен нулю. Подача топлива при этом определяется механическими потерями.

В дизеле органом регулирования подачи топлива является рейка топливного насоса (насос с отсечкой) или дросселирующее устройство, изменяющее проходное сечение на входе в насосную секцию (насос с дросселированием на впуске). В карбюраторном двигателе органом регулирования является дроссельная заслонка, с помощью которой меняется количество поступающей в цилиндр топливовоздушной смеси.

Частота вращения также может изменяться в определенных для каждого двигателя пределах. Верхний предел частоты вращения

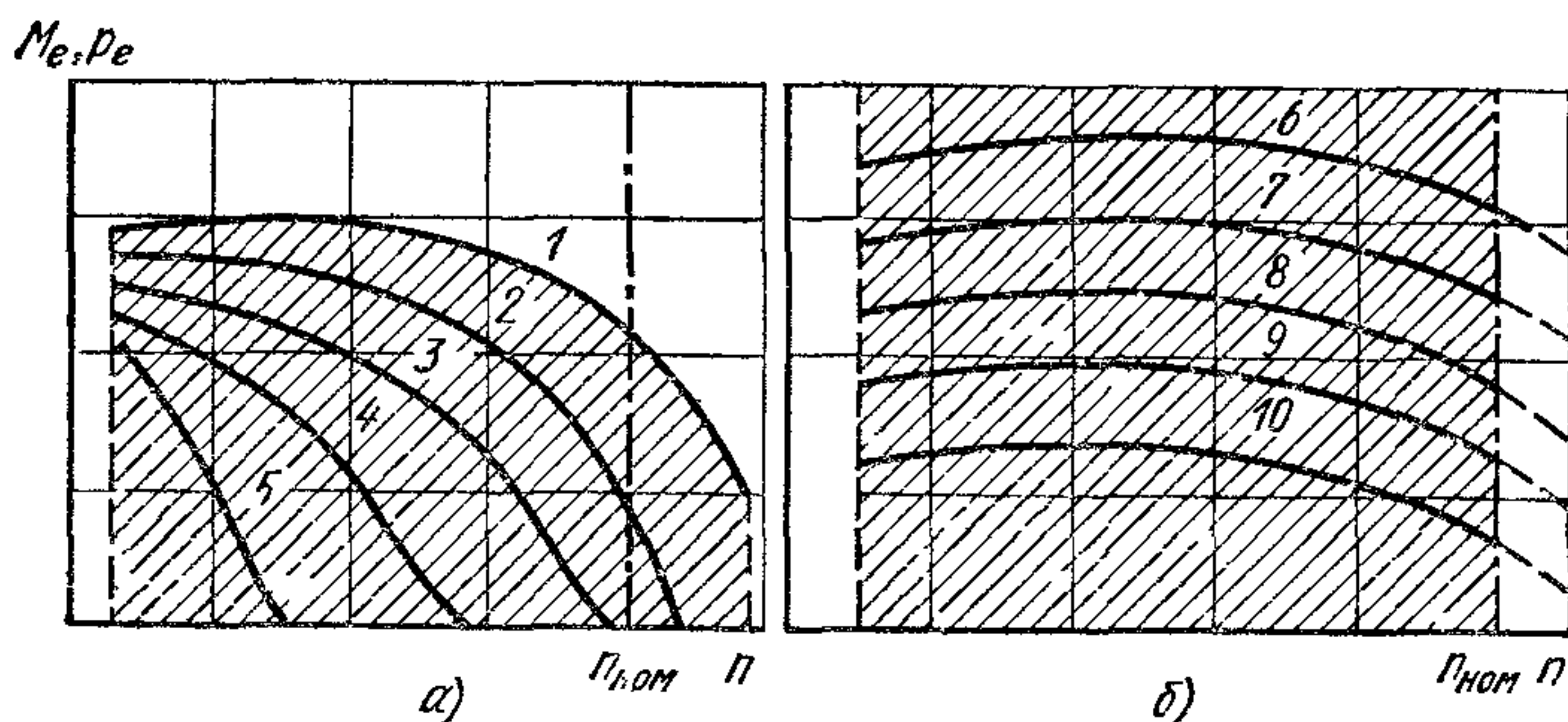


Рис. 193. Скоростные характеристики при различных положениях органов регулирования:

a — карбюраторный двигатель; *б* — дизель; 1 — полное открытие дроссельной заслонки, 2—5 — частичные открытия дроссельной заслонки; 6 — полная подача топлива; 7—10 — частичная подача топлива

ограничивается обычно инерционными нагрузками и износом узлов двигателя, механическим КПД, коэффициентом наполнения, а также качеством рабочего процесса и тепловой напряженностью деталей двигателя. Нижний предел частоты вращения зависит от махового момента двигателя, фактора устойчивости и стабильности рабочих циклов, т. е., в конечном итоге, от качества рабочего процесса при малой частоте вращения. Для обеспечения наиболее экономичной работы двигателя следует стремиться к уменьшению допускаемой в эксплуатации минимальной частоты вращения.

На рис. 193 приведены зависимости крутящего момента карбюраторного двигателя и дизеля с топливным насосом золотникового типа от частоты вращения при различных положениях органа регулирования. В заштрихованных областях могут располагаться эксплуатационные режимы работы двигателей.

Рассмотрим устойчивость установившегося режима работы двигателя. *Установившимся* называется режим, при котором частота вращения, нагрузка и тепловое состояние двигателя в течение рассматриваемого отрезка времени постоянны. Такой режим возможен только в том случае, когда мощности двигателя и потребителя равны между собой. *Устойчивостью* называется способность двига-

теля без воздействия на орган регулирования восстанавливать установившийся режим. На рис. 194 иллюстрируются устойчивый (рис. 194, а) и неустойчивый (рис. 194, б) режимы работы двигателя. Точки пересечения характеристики двигателя (кривые 1) и характеристики сопротивления (кривые 2) определяют режим работы двигателя с частотой вращения n' . Если при устойчивом режиме (рис. 194, а) по какой-либо причине (например, пропуск вспышки в одном из цилиндров) частота вращения уменьшится до n''' , то момент двигателя станет больше момента сопротивления ($M_e''' > M_c'''$). За счет превышения момента, развиваемого двигателем, момента сопротивления восстанавливается первоначальный режим. Напротив, если по какой-либо причине частота вращения коленчатого вала двигателя

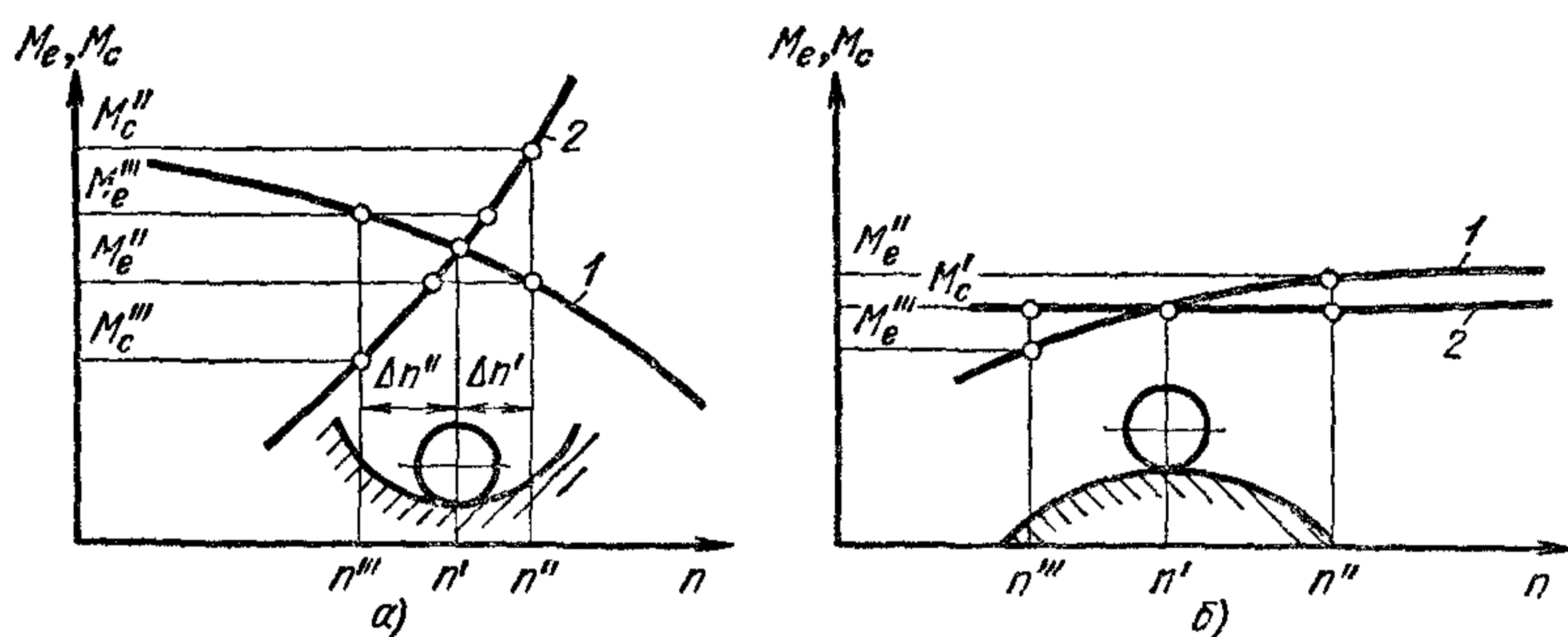


Рис. 194. Устойчивый и неустойчивый режимы работы двигателя по аналогии с устойчивым и неустойчивым положениями шарика

возрастет до n'' , то момент сопротивления станет больше момента, развиваемого двигателем ($M_c'' > M_e''$), и частота вращения двигателя автоматически понизится.

В случае сочетания характеристик, изображенных на рис. 194, б, любое кратковременное увеличение частоты вращения двигателя вызовет увеличение момента M_e'' , причем момент M_e'' станет больше M_c'' . В результате произойдет дальнейшее повышение частоты вращения двигателя. Наоборот, при уменьшении частоты вращения момент сопротивления станет больше момента, развиваемого двигателем ($M_c'' > M_e''$), и он остановится. Устойчивость нельзя в полной мере считать только свойством двигателя, так как она зависит от характеристик потребителя.

Количественной характеристикой устойчивости является разность $F = \frac{dM_c}{dn} - \frac{dM_e}{dn}$, известная под названием фактора устойчивости.

В гл. IX показано, что крутящий момент карбюраторного двигателя с увеличением частоты вращения уменьшается обычно быстрее, чем у дизеля с топливным насосом с отсечкой при всех положениях органа регулирования, причем особенно большая разница наблюдается при частичных нагрузках. Предельная частота вращения при отсутствии нагрузки и малом открытии дроссельной заслонки оказывается меньше номинальной (рис. 193, а). Следовательно, при непол-

ном открытии дроссельной заслонки внезапное резкое снижение нагрузки двигателя не связано с какими-либо опасными последствиями. При полном открытии дроссельной заслонки разносная частота вращения коленчатого вала превышает номинальную. Опыт показывает, однако, что кратковременная работа карбюраторного двигателя с частотой вращения на 30—50% больше номинальной допустима. Вследствие этого транспортные карбюраторные двигатели часто не имеют регуляторов максимальной частоты вращения. Только в том случае, когда по условиям работы частоту вращения необходимо поддерживать в узких пределах, на карбюраторный двигатель устанавливают регулятор (например, при использовании карбюраторного двигателя для привода электрогенератора, на тракторах и автомобилях большой грузоподъемности для облегчения управления агрегатами при частых и резких изменениях нагрузки). На двигателях грузовых автомобилей применяют ограничители максимальной частоты вращения.

На дизеле установка регулятора максимальной частоты вращения необходима, так как при всех положениях органа регулирования разностная частота значительно больше допустимой, что следует из скоростных характеристик (см. рис. 193, б). Увеличение скоростного режима выше номинального ограничивается не только прочностью узлов и деталей дизеля, но и резким ухудшением качества рабочего процесса, особенно при полной подаче топлива. Регулятор максимальной частоты вращения должен при увеличении частоты вращения дизеля перемещать орган регулирования в сторону, соответствующую уменьшению подачи топлива, ограничивая максимальную частоту вращения на холостом ходу.

Большое значение для транспортного двигателя имеет устойчивость работы при холостом ходе и малой частоте вращения вала. Этот режим встречается при прогреве двигателя, кратковременных стоянках, переключениях передачи и т. п.

Работа двигателя при холостом ходе характеризуется равенством энергии, вырабатываемой двигателем, и энергии, затрачиваемой на преодоление механических потерь. На рис. 195 изображены кривые изменения механических потерь и среднего индикаторного давления в двигателе в зависимости от частоты вращения. Положение органа регулирования при этом не меняется и соответствует работе двигателя на холостом ходу с частотой вращения n_1 . В случае карбюраторного двигателя в соответствии с изложенным выше, режим работы устойчив (рис. 195, а). В случае дизеля с насосом с отсечкой режим работы оказывается неустойчивым (рис. 195, б) или мало устойчивым. В результате этого становится необходимым применение на дизеле регулятора минимальной частоты вращения. Регулятор при уменьшении частоты вращения вала двигателя перемещает орган регулирования так, что цикловая подача возрастает. Соответственно будет увеличиваться среднее индикаторное давление (кривая 1), что обеспечит устойчивую работу двигателя. На транспортные дизели необходимо, следовательно, устанавливать регулятор, действующий на работу двигателя при максимальной и минимальной час-

тоте вращения. Такой регулятор называется двухрежимным. Регулятор, воздействующий на орган регулирования при всех частотах вращения двигателя, называется *всережимным*.

Системой автоматического регулирования частоты вращения двигателя внутреннего сгорания называется совокупность взаимодействующих элементов, участвующих в поддержании в заданных пределах частоты вращения. В систему входят двигатель, потребитель и собственно регулятор — автоматическое устройство, воспринимающее отклонение регулируемого параметра (частоты вращения) от заданной величины и вырабатывающее воздействие, исключающее или уменьшающее это отклонение. Регулятор состоит из чувствительного элемента, который воспринимает изменение частоты вращения

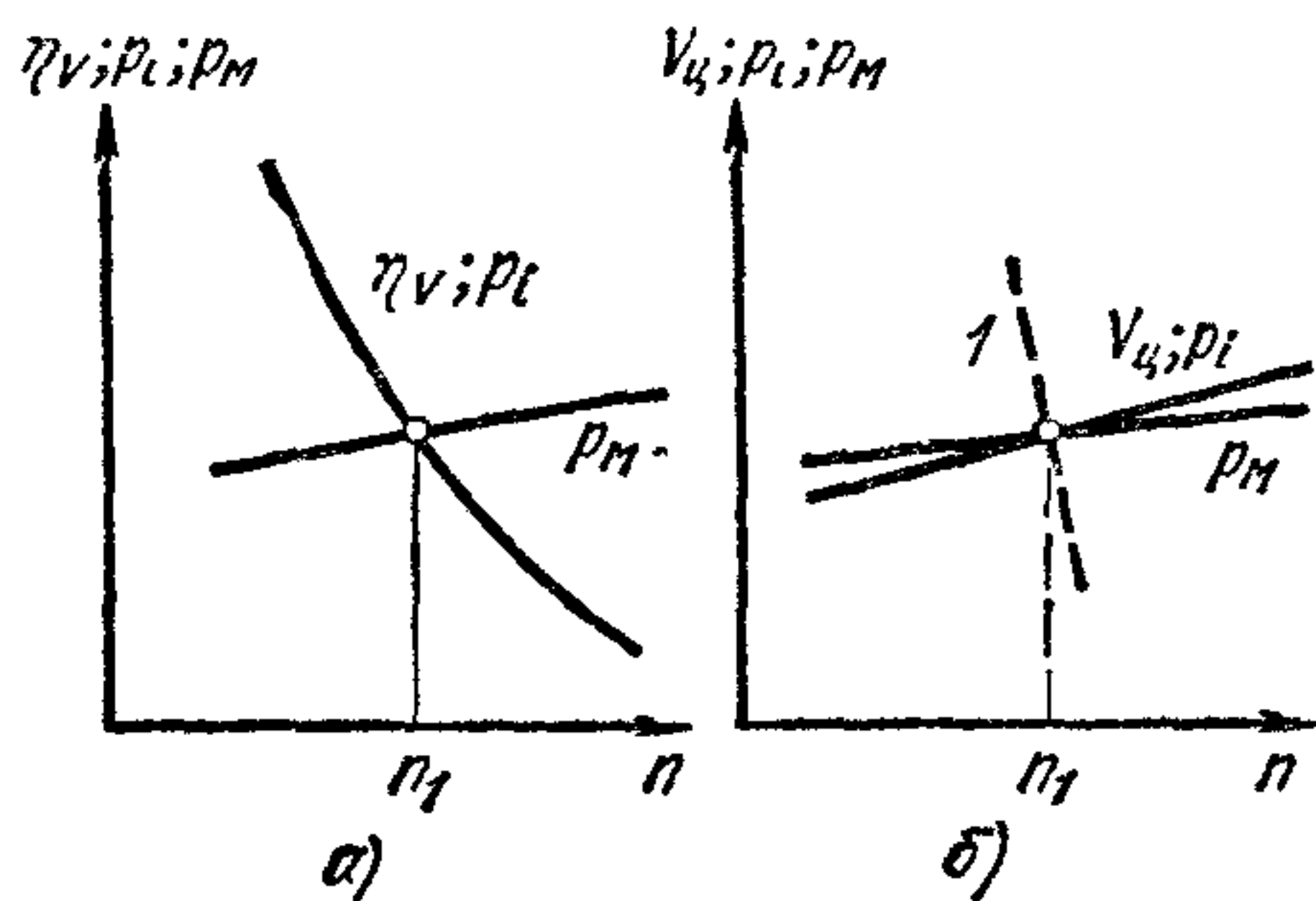


Рис. 195. Изменение механических потерь p_m и давления p_i в зависимости от частоты вращения n

и реагирует на него, как правило, перемещением соответствующей муфты, связанной с органом регулирования двигателя.

На автотракторных двигателях наибольшее распространение имеют двухрежимные и всережимные регуляторы прямого действия с механической связью между чувствительным элементом и органом регулирования. На рис. 196, а показана схема всережимного регулятора. При увеличении частоты вращения двигателя возрастают центробежные силы грузов 6. Вследствие этого грузы расходятся и перемещают муфту 9, нагруженную усилием пружины 5. Перемещение муфты через систему рычагов передается рейке 7 топливного насоса, которая движется в направлении, соответствующем уменьшению подачи топлива. При достижении нового равновесного положения системы заканчивается переходный процесс.

Управление работой двигателя (изменение диапазона рабочих частот вращения) осуществляется изменением затяжки пружины 5 путем перестановки рычага 3. В случае увеличения затяжки пружины равновесное положение муфты наступает при большей частоте вращения. При каждом положении рычага 3 рейка топливного насоса в зависимости от нагрузки устанавливается в одно из промежуточных положений. Максимальный и минимальный скоростные режимы двигателя определяются наибольшим и наименьшим натяжениями пружины и регулируются с помощью упоров 4 и 1 рычагов 2 и 3. Для остановки двигателя служит рычаг 8, переставляемый водителем.

На рис. 197, а изображены кривые крутящего момента дизеля при работе со всережимным регулятором. Каждая регуляторная ветвь характеристики (кривые 2—7) соответствует определенной затяжке пружины 5 (см. рис. 196, а). Регулятор в соответствии с нагрузкой двигателя автоматически изменяет крутящий момент от максималь-

ного (кривая 1, рис. 197, а) до нулевого значения, при этом частота вращения коленчатого вала несколько возрастает.

Особенностью двухрежимного регулятора (см. рис. 196, б) является то, что при работе двигателя в зоне минимальных частот вращения коленчатого вала усилие грузов 6 уравнивается только усилием внешней пружины 10. В определенном интервале скоростных режимов грузы остаются неподвижными, так как их центробежная сила оказывается меньше суммы сил внешней пружины и предварительного натяга внутренней пружины 11 регулятора. В этом интервале частот вращения коленчатого вала регулятор не воздействует на работу двигателя, и подачей топлива управляет водитель с помощью

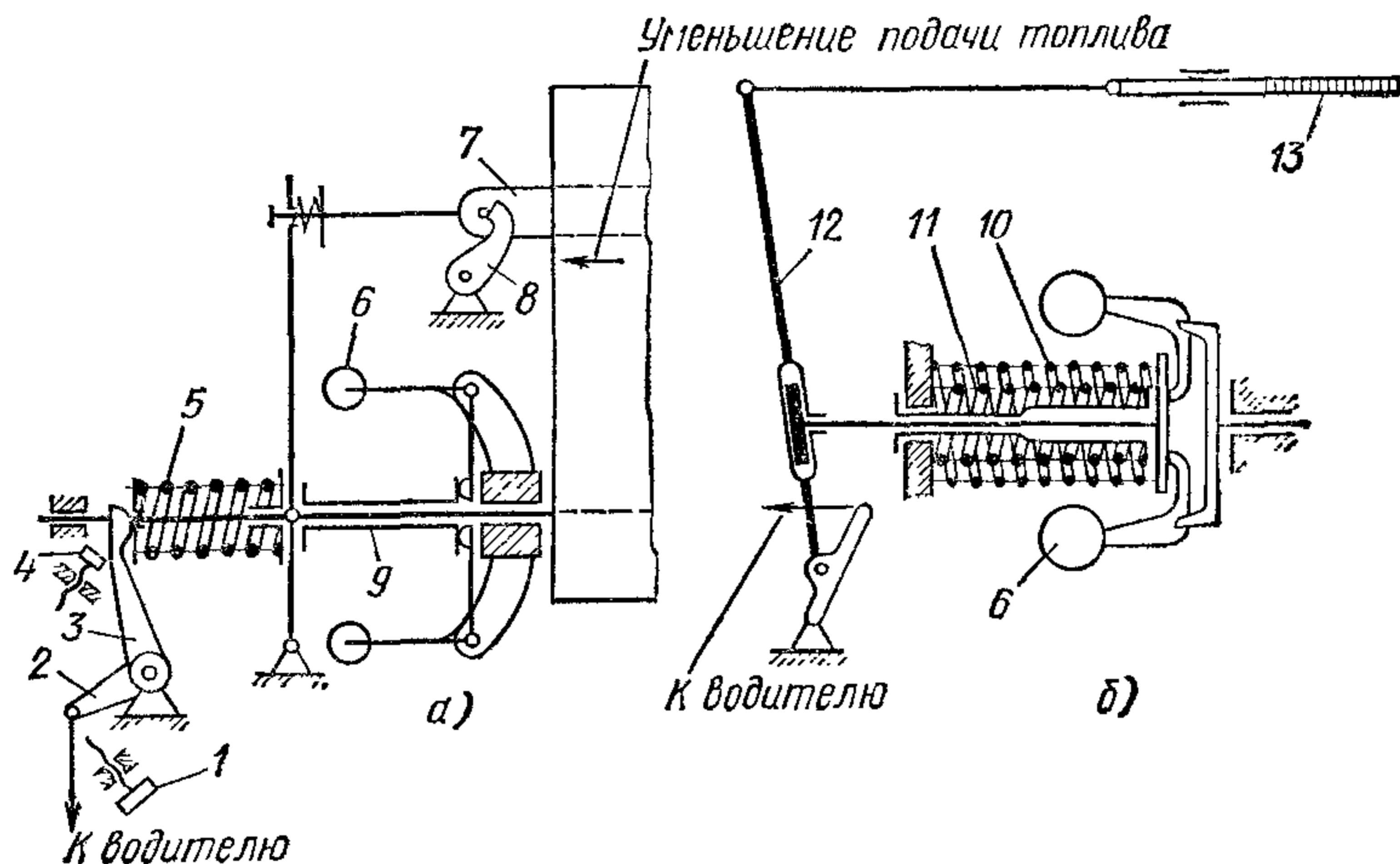


Рис. 196. Схемы механических регуляторов:

а — всережимного; б — двухрежимного

педали, системы тяг, рычага 12 и органа регулирования 13. При определенной достаточно большой частоте вращения грузы начинают перемещаться, сжимая обе пружины, и регулятор вновь включается в работу, уменьшая крутящий момент при увеличении частоты вращения.

На рис. 197, б изображены кривые крутящего момента двигателя при работе с двухрежимным регулятором. Кривая 8 соответствует внешней скоростной характеристике дизеля, кривые 9—11 — его частичным скоростным характеристикам. В зоне А с уменьшением частоты вращения крутящий момент резко возрастает, что вызывается перемещением рейки 13 (см. рис. 196, б) топливного насоса в сторону, соответствующую увеличению подачи под действием слабой пружины 10 регулятора по мере уменьшения центробежной силы грузов 6. Такое изменение крутящего момента в зоне малых частот вращения обуславливает устойчивую работу дизеля на холостом ходу. В зоне В (рис. 197, б) по мере увеличения частоты вращения регулятор уменьшает подачу топлива, в результате чего крутящий момент двигателя

резко снижается и частота вращения не может превысить допустимого значения. В диапазоне скоростных режимов между зонами А и Б регулятор не влияет на характер кривых крутящего момента.

Протекание регуляторной характеристики зависит от ряда характеристик, из которых основными являются:

- 1) статическая регулятора частоты вращения;
- 2) механической передачи от муфты чувствительного элемента регулятора к рейке топливного насоса;
- 3) топливоподающей аппаратуры двигателя (см. § 4 данной главы);
- 4) статическая двигателя.

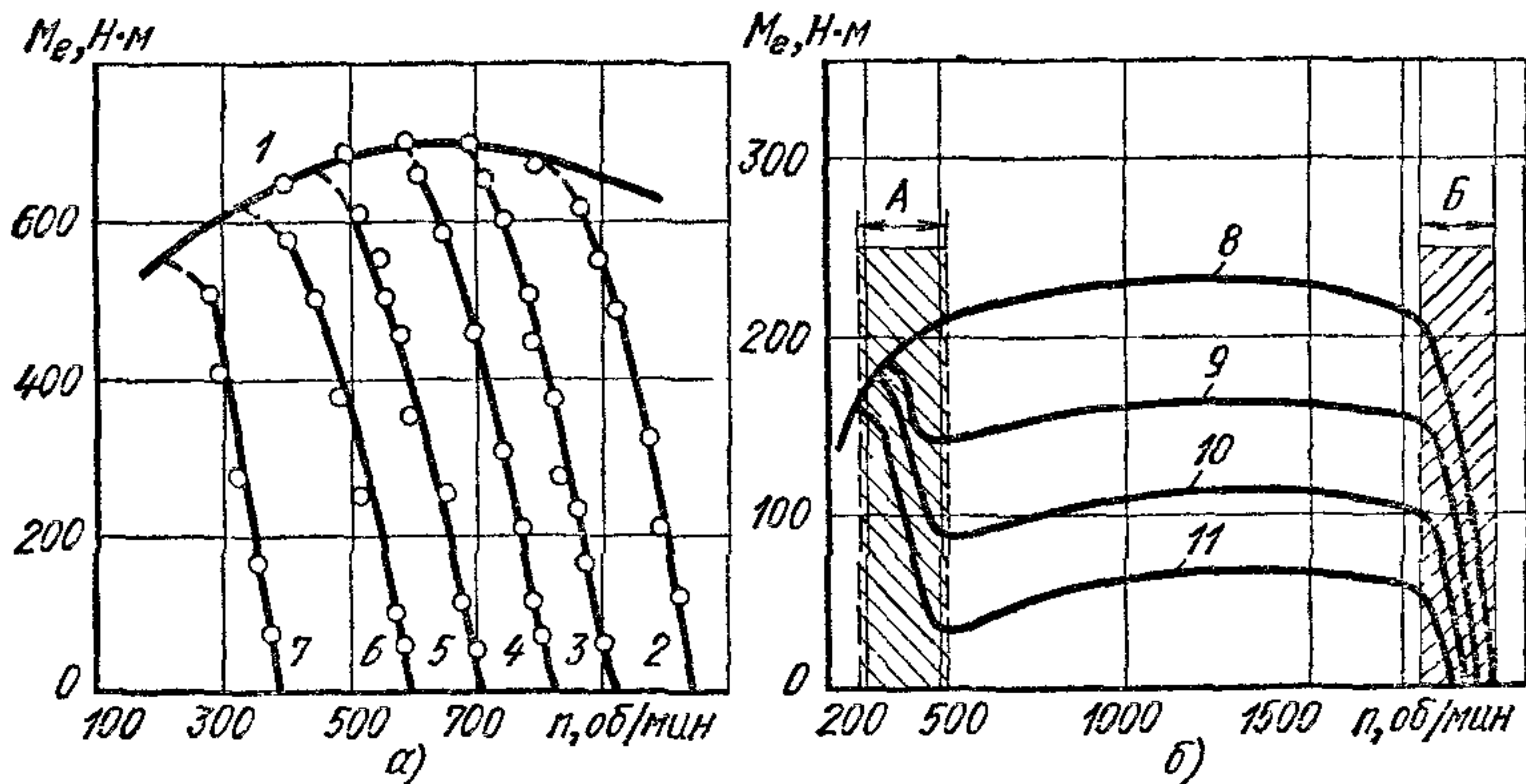


Рис 197. Крутящий момент дизеля при наличии всережимного и двухрежимного регулятора

Под статической характеристикой регулятора понимается зависимость угловой скорости грузов регулятора от хода муфты. Метод определения статической характеристики приводится в специальной литературе по регулированию.

Характеристику механической передачи строят в виде зависимости передаточного отношения от хода муфты. Часто передаточное отношение можно принять постоянным.

Под статической характеристикой двигателя понимают зависимость его крутящего момента от количества подаваемого топлива или смеси. Ее определяют опытным путем или используют характеристики для двигателей такого же типа.

Для условий эксплуатации большое значение имеют степень неравномерности и степень нечувствительности системы регулирования.

Степень неравномерности δ_p характеризует относительный диапазон изменения угловой скорости коленчатого вала при работе двигателя по регуляторной ветви скоростной характеристики:

$$\delta_p = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_{cp}} 100\%,$$

где ω_1 — угловая скорость коленчатого вала при полной нагрузке и принятом положении органа управления регулятором; ω_2 — угло-

лая скорость коленчатого вала при работе на холостом ходу и том же положении органа управления регулятором; $\omega_{\text{ср}}$ — средняя угловая скорость.

По характеристикам и конструктивным размерам топливоподающей аппаратуры определяют перемещение органа регулирования при изменении нагрузки от полной до нуля. Пользуясь характеристикой механической передачи, по перемещению органа регулирования можно рассчитать номинальный ход муфты. Далее по статической характеристике регулятора подсчитывают δ_p .

С уменьшением частоты вращения степень неравномерности регулятора возрастает, так как примерно одинаковому перемещению муфты, а следовательно, при постоянной жесткости пружин и одинаковому изменению усилия пружин регулятора, при меньшей частоте вращения соответствует больший диапазон изменения угловой скорости грузов.

Степень нечувствительности ε_p системы регулирования оценивается обычно относительным значением ширины зоны нечувствительности регуляторной ветви скоростной характеристики:

$$\varepsilon_p = \frac{\omega'' - \omega'}{\omega'_{\text{ср}}} \approx \frac{R}{E},$$

где $\omega'' - \omega'$ — интервал угловых скоростей вала двигателя, в котором орган регулирования остается неподвижным из-за наличия трения в системе; $\omega'_{\text{ср}}$ — средняя в данном интервале угловая скорость вала двигателя; $\omega'_{\text{ср}} = (\omega' + \omega'')/2$; R — приведенная к муфте регулятора результирующая сила трения в системе; E — усилие пружины регулятора (восстанавливающая сила регулятора).

На рис. 198 показана зависимость силы сопротивления движению рейки от частоты вращения кулачкового вала при различном числе секций золотникового насоса. Видно, что по мере снижения частоты вращения сила сопротивления растет; при этом одновременно уменьшается восстанавливающая сила регулятора E . В итоге при снижении угловой скорости степень нечувствительности значительно возрастает. Это создает определенные трудности при работе систем регулирования.

Уменьшение степени неравномерности при малых частотах вращения достигается использованием грузов регулятора с пологой характеристикой, нескольких пружин или пружины переменной жесткости, выбором соответствующего характера изменения плеча приведения усилия пружины к муфте регулятора и т. п.

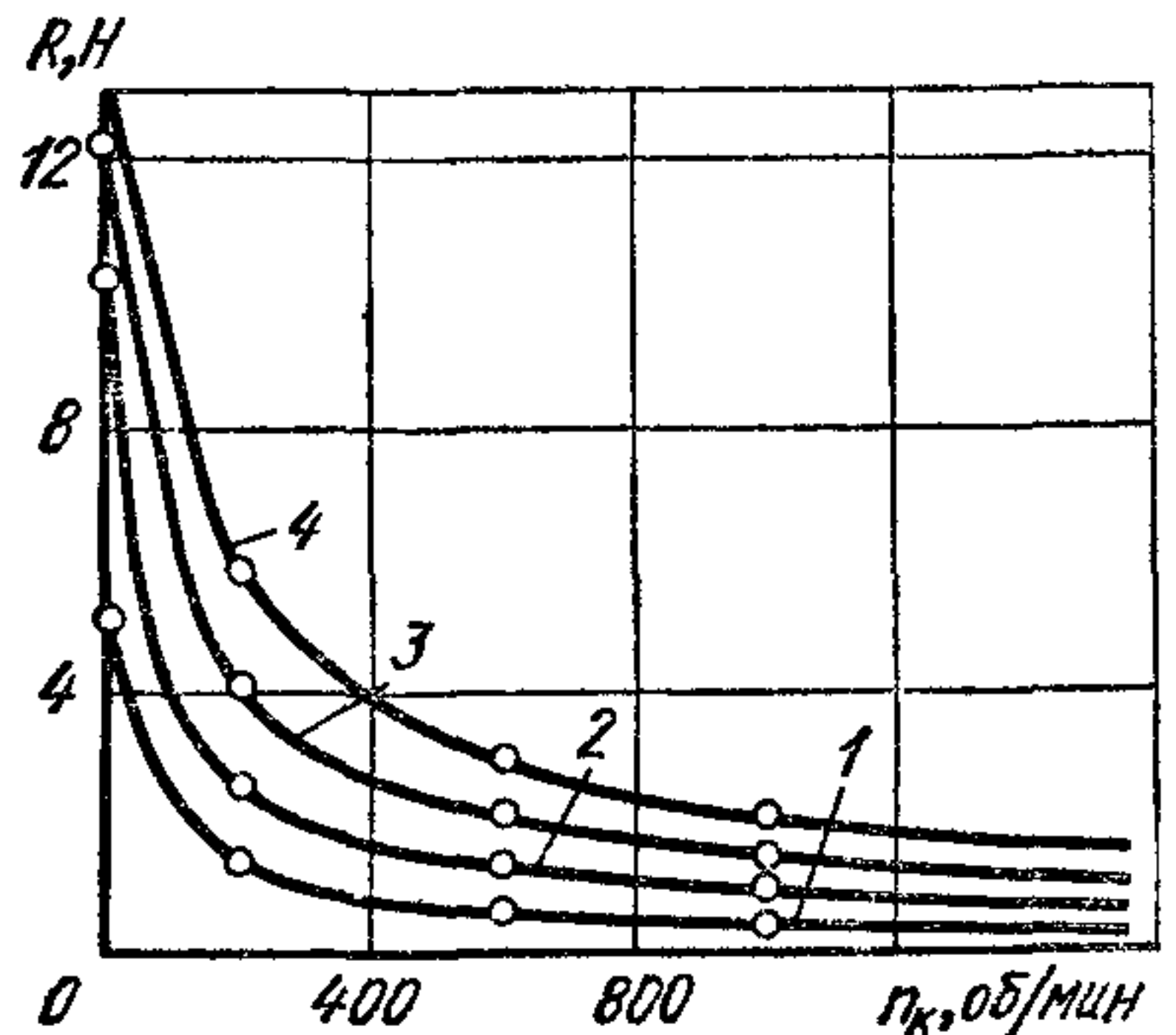


Рис. 198. Зависимость силы R сопротивления движению рейки насоса от частоты n_k при различном числе нагнетающих секций:

1 — одна; 2 — две; 3 — четыре, 4 — шесть

Основным средством снижения ε_p является повышение качества изготовления деталей и увеличение E .

Точность регулирования можно повысить, используя регуляторы непрямого действия, в которых орган регулирования перемещается сервомотором. Сервомотор, в свою очередь, управляется золотником, на который воздействует чувствительный элемент регулятора. Регуляторы непрямого действия имеют более сложную конструкцию по сравнению с регуляторами прямого действия, поэтому их редко устанавливают на автомобильных дизелях.

Кроме механических чувствительных элементов применяются также пневматические и гидравлические.

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЕ**§ 1. Общие сведения**

Смесеобразование в дизеле осуществляется в конце хода сжатия и начале хода расширения и занимает короткий промежуток времени, соответствующий $20—60^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Топливо-воздушная смесь образуется в период задержки воспламенения и в различные фазы процесса сгорания.

Следует учитывать некоторую противоречивость требований к смесеобразованию в течение периода задержки воспламенения и в процессе сгорания. В период задержки воспламенения равномерное распределение топлива в объеме воздуха не является необходимым. Более того, однородные смеси обладают большими периодами задержки воспламенения, чем неоднородные. Вследствие неравномерного распределения топлива по объему камеры сгорания в дизеле возможно воспламенение смесей с суммарным коэффициентом избытка большим, чем при работе двигателя на холостом ходу ($\alpha > 6,0$).

В методах смесеобразования, предложенных в последнее время, предусматривается снижение скорости образования рабочей смеси в начальный период. Это необходимо для уменьшения количества готовой к сгоранию топливо-воздушной смеси и тем самым для снижения скорости тепловыделения и нарастания давления в первой фазе сгорания.

В процессе сгорания и особенно его последних фазах (θ_{II} и θ_{III}) стремятся к выравниванию состава рабочей смеси по объему камеры для более полного использования кислорода воздуха и, следовательно, возможности повышения p_e и удельной мощности дизеля.

Смесеобразование включает ряд физических процессов: дробление струи на капли (распыливание), нагревание и испарение топлива и его распределение по камере сгорания. Большинство этих процессов протекает одновременно. Нагревание и испарение топлива осуществляются за счет тепловой энергии газового заряда, параметры которого к концу хода сжатия при работе двигателя без наддува характеризуются следующими величинами: давление $3,5 \div 5,5$ МПа, температура $700—900$ К. Плотность воздуха в камере сгорания дизеля, работающего без наддува, превышает плотность окружающей среды в $12—14$ раз. После начала видимого сгорания температура и давление в камере возрастают, что резко ускоряет процессы нагревания и испарения капель.

Топливо по камере сгорания распределяется за счет кинетической энергии струй топлива E_T и движущегося воздушного заряда E_B . Полная энергия, которую можно использовать для смесеобразования,

$$E_{см} = E_T + E_B.$$

В зависимости от применяемого метода смесеобразования и формы камеры сгорания предъявляются различные требования к величинам кинетических энергий E_T и E_B .

В современных автотракторных дизелях в основном используют следующие методы смесеобразования: объемное, объемно-пленочное и пленочное. В некоторых случаях конструктивными особенностями камеры определяются тип и развитие процесса смесеобразования в дизеле, поэтому в дальнейшем рассматриваются конструкции основных камер сгорания дизелей и методы смесеобразования в них.

§ 2. Распыливание топлива и параметры распыливания

В случае объемного и объемно-пленочного смесеобразования в дизеле струя топлива, выходящего из распылителя, должна дро-

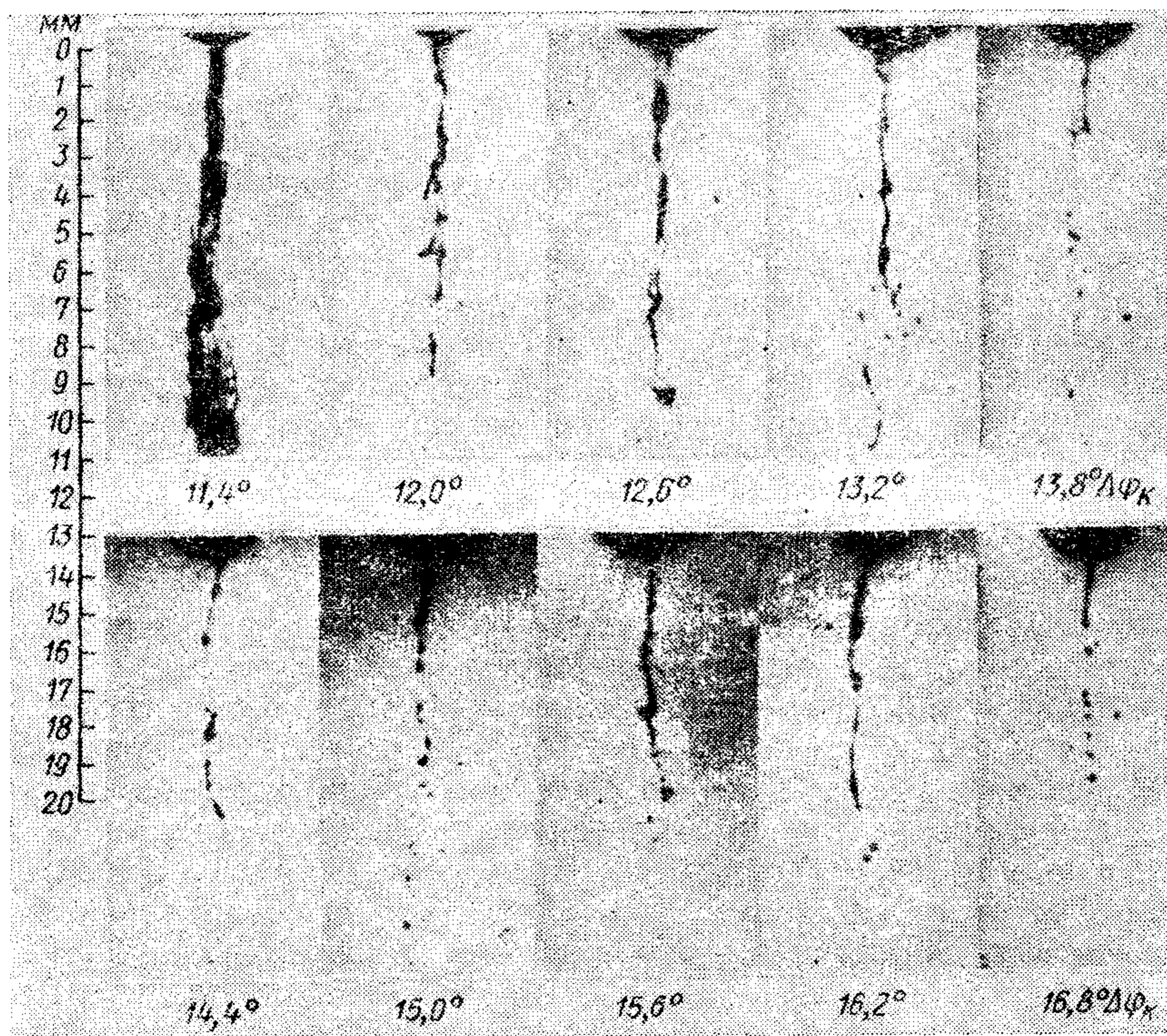


Рис. 199. Дробление струи, вытекающей из распылителя с малыми скоростями:

$\Delta\varphi_k$ — угол поворота кулачка, отсчитываемый от начала впрыска

биться на мелкие капли. Размеры капель, обеспечивающие быстрое сгорание в дизеле, находятся в пределах 5—40 мкм. Более крупные капли, образующиеся обычно в конце впрыска, могут затянуть процесс сгорания и способствовать выделению сажи. Слишком мелкие капли (размером до 10 мкм) испаряются вблизи распылителя форсунки, что затрудняет использование воздуха в отдаленных точках камеры сгорания.

Распыливание топлива происходит под действием начальных возмущений, возникающих при движении топлива в каналах распылителя, и сил аэродинамического сопротивления газовой среды, в которую впрыскивается топливо.

При дроблении струя разрывается на отдельные частицы, пленки и тонкие нити, которые, двигаясь в газовой среде, деформируются под действием аэродинамических сил и сил поверхностного натяжения, приобретая форму шара (капли). На рис. 199 показана распадающаяся струя топлива, вытекающего из соплового отверстия распылителя в конце процесса впрыска, когда истечение идет с малыми скоростями ($w_T < 30$ м/с).

При больших скоростях истечения процесс распада струи, который в этом случае называют распыливанием, протекает более интенсивно непосредственно у среза сопла с образованием большего числа мелких капель.

Дробление капель продолжается до тех пор, пока силы поверхностного натяжения не станут больше суммарных сил, вызывающих распад струи. На рис. 200 представлена фотография капли, деформирующейся и распадающейся под действием аэродинамических сил.

Скорости движения частиц топлива по сечению струи и в отдельные моменты впрыска разные. Различны также и условия движения капель в камере, что приводит к неоднородному дроблению струи. В результате этого образуются капли, диаметр которых изменяется в широком диапазоне.

При прочих равных условиях скорости прогрева и испарения капель зависят от общей поверхности топлива и массы (объема) каждой частички, т. е. от диаметра капель. Поэтому качество распыливания характеризуется диаметром капель. При дроблении струи, как указывалось выше, образуются капли различных диаметров, что затрудняет оценку распыливания по их истинным размерам.

Качество распыливания оценивают средними диаметрами капель. Для их подсчета совокупность капель, полученную в результате дробления струи, заменяют каплями, имеющими одинаковый (средний) диаметр.

В качестве средних диаметров наиболее широко применяют средний объемный диаметр $d_{об}$ и средний диаметр капель по Заутеру d_z . Средний объемный диаметр капель определяют из условия равенства числа и суммарного объема капель истинных и средних размеров. Его используют для оценки качества распыливания, массы капли среднего размера и истинного числа капель.

Средний диаметр капель по Заутеру подсчитывают из условия равенства поверхностей и объемов (масс) капель истинных и средних

размеров. Он позволяет оценить общую поверхность распыленного топлива. Уменьшение средних диаметров капель указывает на улучшение мелкости распыливания топлива.

Средние диаметры капель не могут характеризовать однородность размеров капель, полученных при распыливании. Для оценки однородности и одновременно мелкости распыливания пользуются графическими зависимостями между диаметрами капель и их относительным содержанием. Такие зависимости называются *характеристиками распыливания*.

При построении суммарных характеристик по оси абсцисс откладывают диаметры капель, а по оси ординат — отношение объема (массы) капель, имеющих диаметры от минимального до данного к объему (массе) всех капель $\Omega =$

$$= \sum_1^i m_{k_i} / m_{\Sigma} = \sum_1^i V_{k_i} / V_{\Sigma} \quad (\text{где}$$

V_{k_i} , m_{k_i} — объем и масса i -й капли; V_{Σ} и m_{Σ} — суммарные объем и масса всех капель). Чем

круче и ближе расположена к оси ординат суммарная характеристика распыливания (кривая 1, рис. 201), тем более мелко и однородно распылено топливо.

Характеристики распыливания можно строить и в виде кривых частот \mathcal{Z} (полигонов распределения) отдельных объемов (масс) капель. Они получаются дифференцированием суммарных характеристик распыливания или из гистограмм распределения, определяемых экспериментально. Чем меньше максимальные диаметры капель и ближе к оси ординат располагается максимум кривой частот, или полигона распределения, а также чем выше этот максимум, тем однороднее и мельче распылено топливо.

Характеристики распыливания при различной мелкости и однородности распыливания топлива даны на рис. 202. Мелкому и однородному распыливанию соответствуют кривые 1 и 4, которые рас-

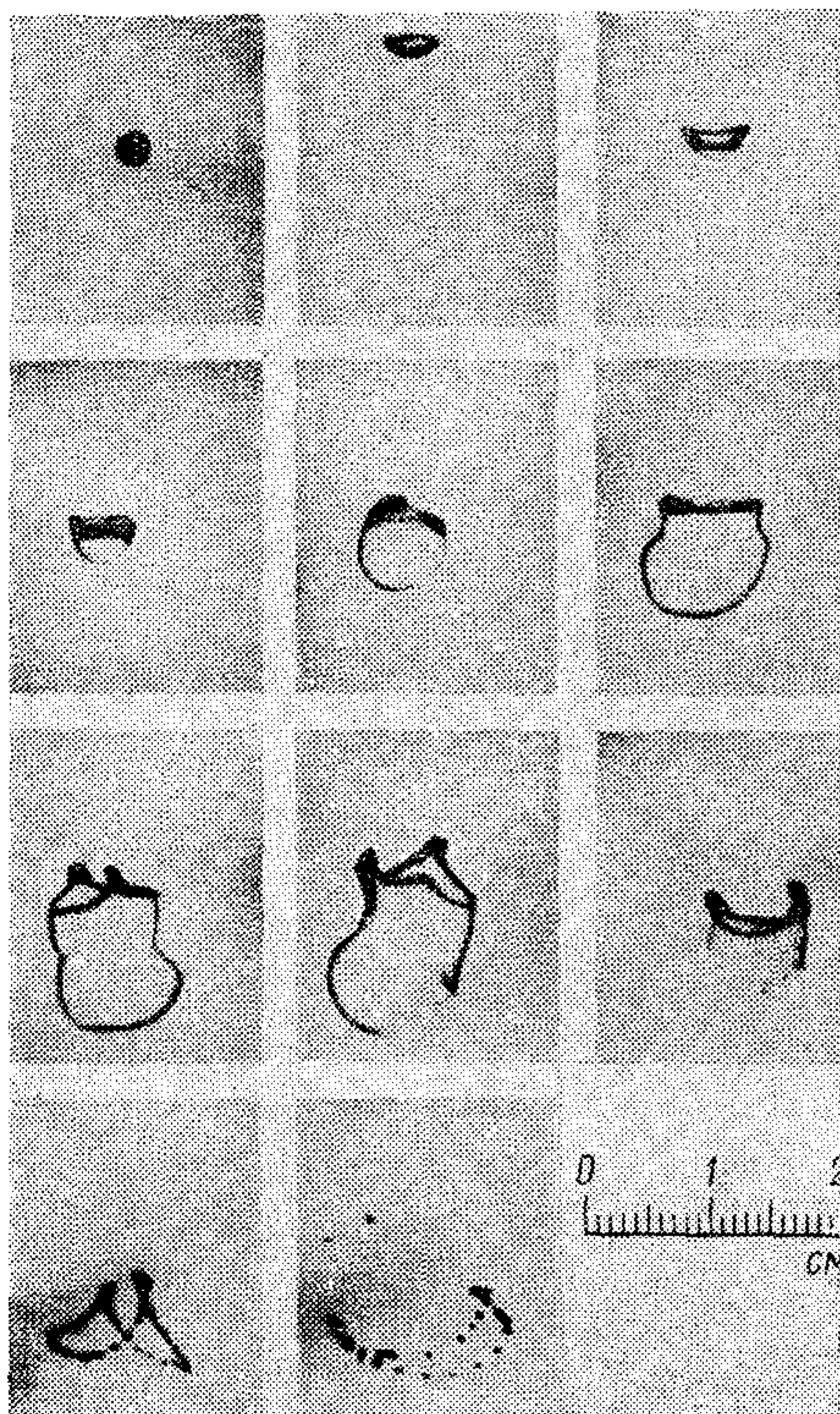


Рис 200 Фотографии капли, распадающейся под действием сил аэродинамического сопротивления

Положены вблизи оси ординат, диапазон изменения диаметров капель при этом мал. Полигон распределения (кривая 4) имеет ярко выраженный максимум. Средний объемный диаметр $d_{об}$ капель для этого случая распыливания равен 24,2 мкм. Кривые 3 и 6 соответствуют неоднородному и грубому распыливанию. Средний объемный диаметр капель в данном случае равен 105,5 мкм, т. е. существенно ухудшается мелкость распыливания.

Качество процесса распыливания зависит от скорости движения частиц топлива, физических свойств газовой среды, физических свойств топлива, конструктивных особенностей распылителя.

Мелкость и однородность распыливания улучшаются при увеличении скорости движения частиц топлива, т. е. скорости истечения топлива из сопловых отверстий распылителя. Эта скорость определяется давлением впрыска и меняется в процессе впрыска в соответствии с характеристикой впрыска.

Из рис. 203 видно, что средние диаметры капель находятся в обратной зависимости от скорости истечения топлива из распылителя и изменяются по мере подачи топлива.

С увеличением скоростного режима и цикловой подачи топлива повышается давление впрыска и, следовательно, скорости истечения топлива из сопловых отверстий и улучшается мелкость распыливания.

Повышение плотности среды, в которую осуществляется впрыск, увеличивает сопротивление движению капель и способствует их дроблению. Однако при повышении плотности среды быстрее уменьшается скорость капель, и они не успевают достичь неустойчивой формы. Такие капли дробиться не будут. Опыты показывают, что с повышением плотности газовой среды мелкость распыливания изменяется незначительно.

Большое влияние на дробление струи и размеры капель оказывают физические свойства топлива. Силы внутреннего трения уменьшают возмущения в потоке при его движении в распылителе, в результате с ростом вязкости мелкость и однородность распыливания топлива ухудшаются. Силы поверхностного натяжения стабилизируют струи и капли, но способствуют дроблению пленок и нитей. С ростом сил поверхностного натяжения мелкость распыливания

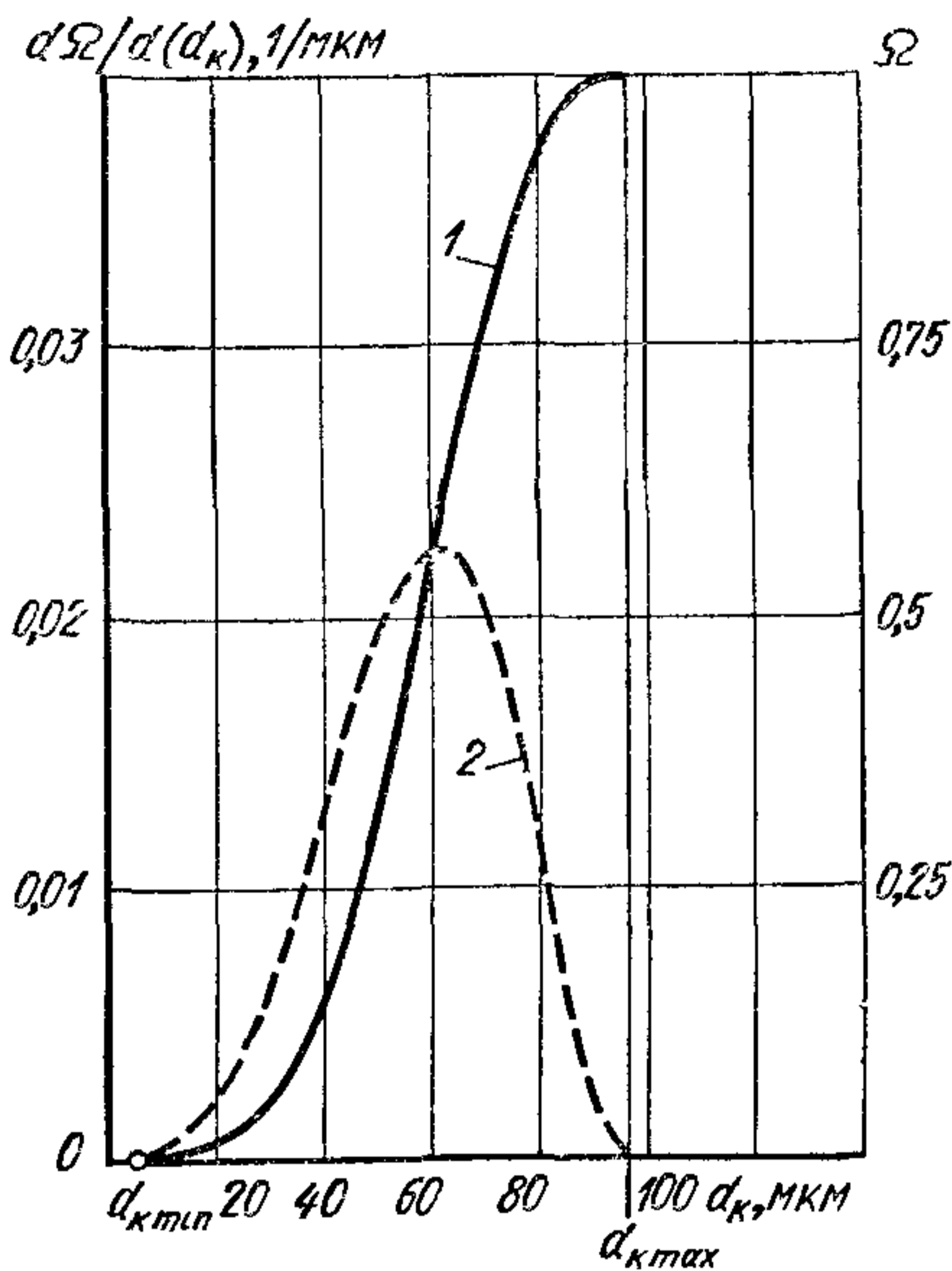


Рис. 201. Суммарная характеристика распыливания и кривая частот

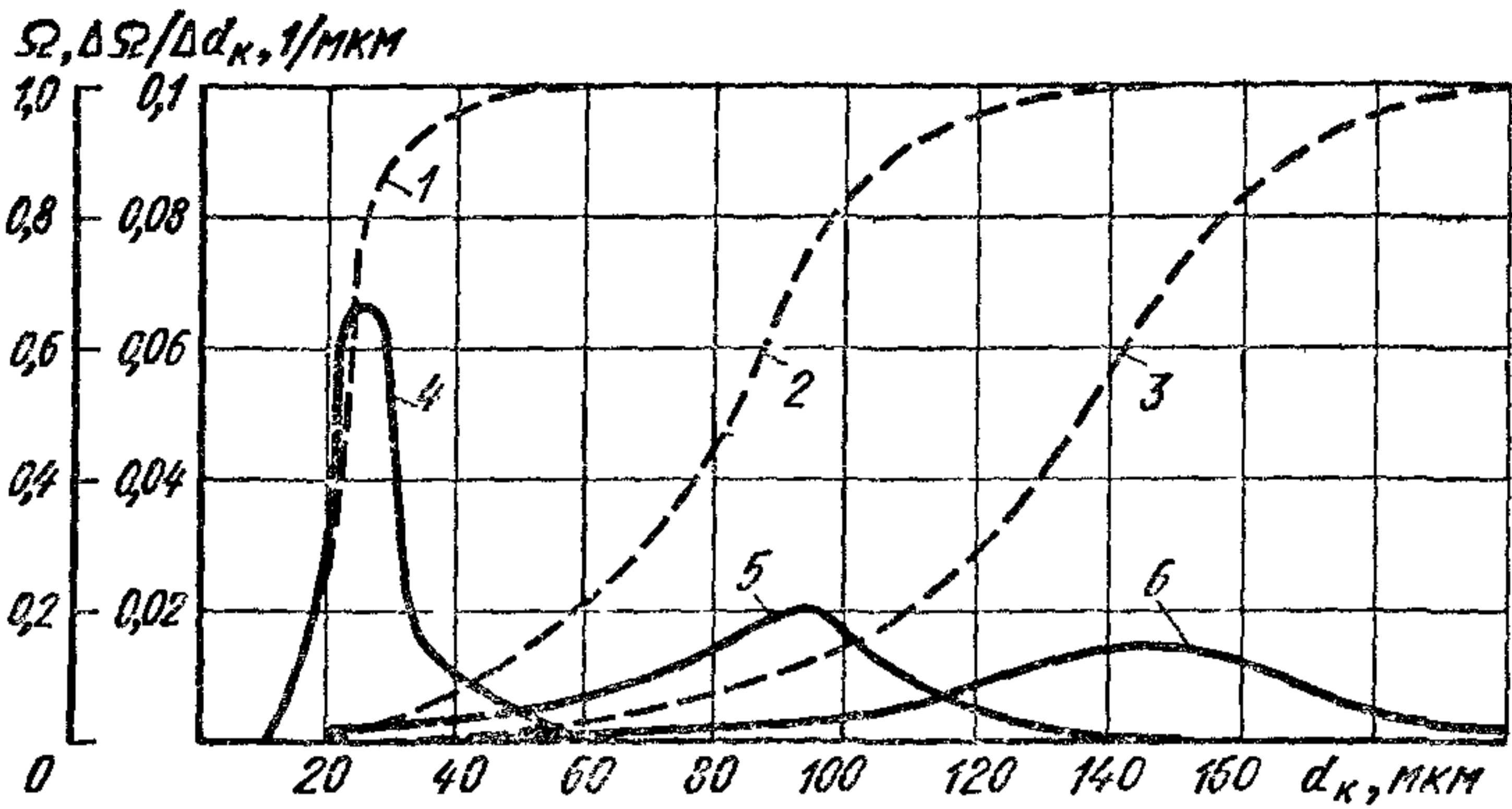


Рис. 202. Суммарные характеристики распыливания и полигоны частот для различных моментов впрыска (топливоподающая аппаратура дизеля ЯМЗ-236; $n_K = 1050$ об/мин; $V_{II} = 115,5$ мм³):

1 и 4 — $\varphi_K = 40,5^\circ$; $p_{\Phi} = 47,7$ МПа; $d_{обi} = 24,2$ мкм, 2 и 5 — $\varphi_K = 45,5^\circ$; $p_{\Phi} = 7,5$ МПа; $d_{обi} = 61$ мкм; 3 и 6 — $\varphi_K = 33,5^\circ$; $p_{\Phi} = 5,0$ МПа, $d_{обi} = 105,5$ мкм

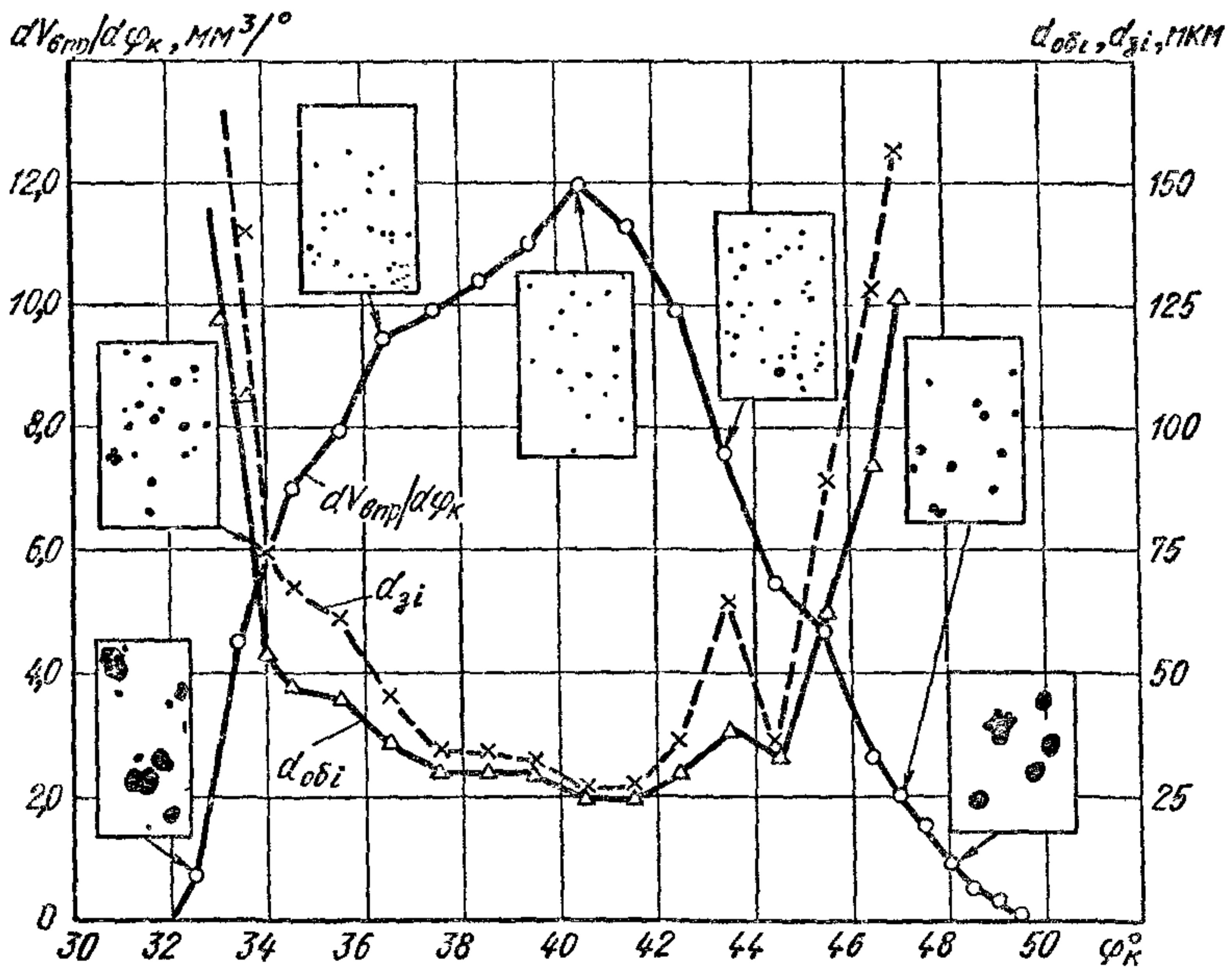


Рис. 203. Изменение среднего объемного $d_{обi}$ и среднего диаметра капель по Заутеру d_{zi} в процессе впрыска для топливоподающей аппаратуры дизеля ЯМЗ-236 ($n_K = 1050$ об/мин):

$V_{II} = 115,5$ мм³, $d_c = 0,32$ мм

ухудшается меньше, чем с ростом сил внутреннего трения. Плотность топлива мало влияет на распыливание и размеры капель.

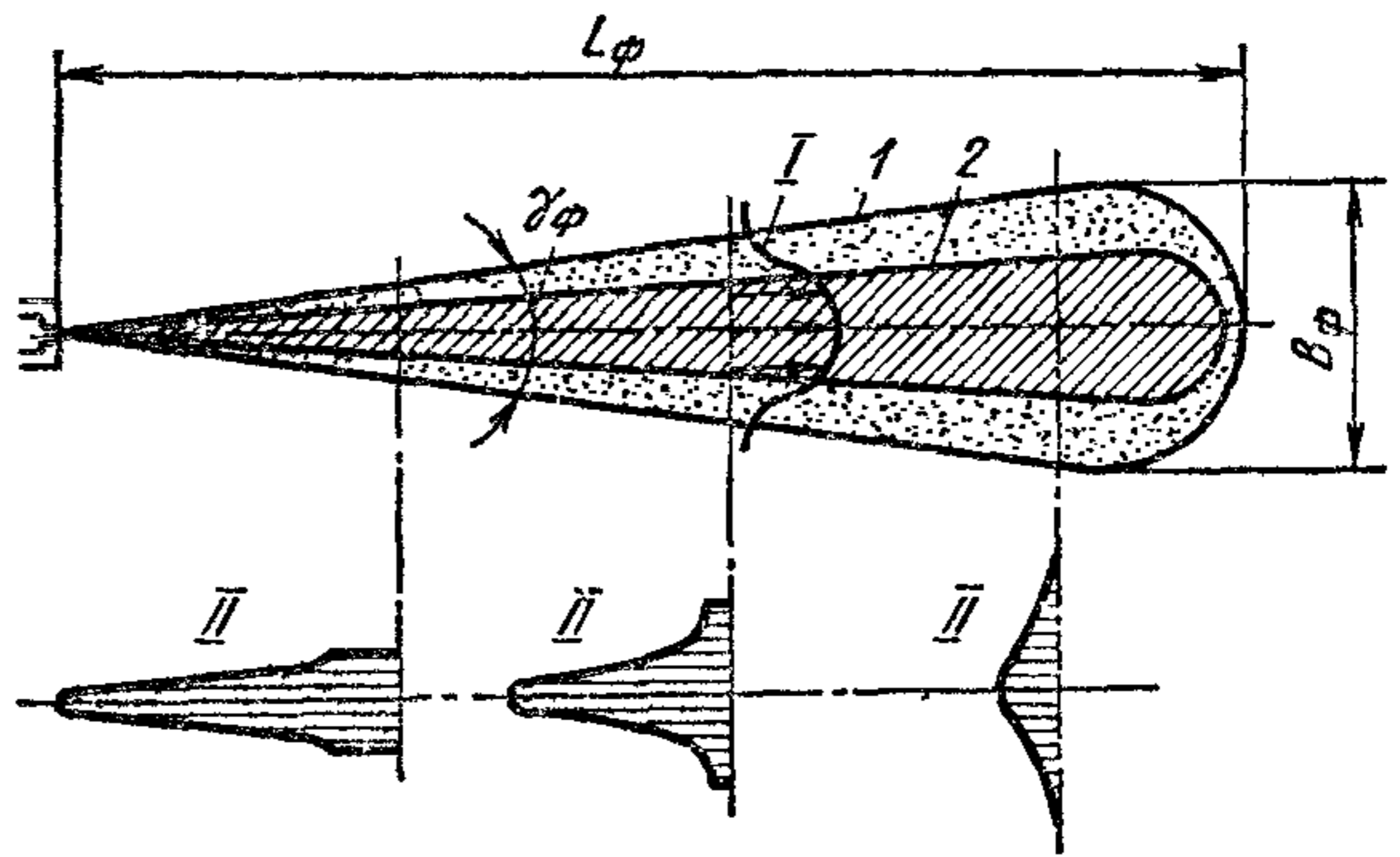
Из конструктивных параметров распылителя на мелкость распыливания влияют отношение длины l_c соплового отверстия к его диаметру d_c . Диаметры капель получаются меньше при отношении $l_c/d_c = 3 \div 4$. Распыливание улучшается и в случае создания предварительных возмущений в топливе при его движении в каналах распылителя.

§ 3. Развитие факела топлива

Характеристика факела. В результате дробления струи топлива возникает большое число движущихся капель, которые образуют факел. Общее число капель, образующихся при распыливании

Рис. 204. Схема факела топлива:

I — скорость топлива в поперечном сечении факела;
II — распределение топлива в поперечных сечениях факела; 1 — внешние слои факела; 2 — внутренние слои факела



топлива, составляет $0,5 \cdot 10^6 - 20 \cdot 10^6$. Распределение капель в факеле по числу и размерам весьма неравномерное. Следовательно, факел имеет неоднородную структуру. Скорость движения капель топлива и их количество возрастают по мере приближения к оси факела.

В переднем фронте факела, встречающего при движении наибольшее аэродинамическое сопротивление среды, происходит наиболее быстрое торможение капель. Факел продвигается в результате того, что в его переднем фронте заторможенные капли все время заменяются новыми, обладающими достаточным запасом энергии.

Кинетическая энергия капель передается окружающему воздуху, который также частично подсасывается внутрь факела. В результате возникает спутный турбулентный поток. Он способствует перемешиванию мелких капель и паров топлива во внешних слоях факела, а также уменьшает сопротивление движению капель, образовавшихся в результате подачи топлива в середине и конце впрыска.

На рис. 204 приведена схема факела и распределение частиц топлива в его поперечных сечениях на различном удалении от соплового отверстия. Определение структуры факела, т. е. распределения частиц топлива в нем по мере развития факела, достаточно сложно. Обычно определяют лишь количество топлива, приходя-

щегося на единицу телесного угла факела или проходящего через единицу площади поперечного сечения факела в течение всего впрыска.

Для штифтового распылителя структура факела значительно отличается от показанной на рис. 204. Наличие штифта приводит

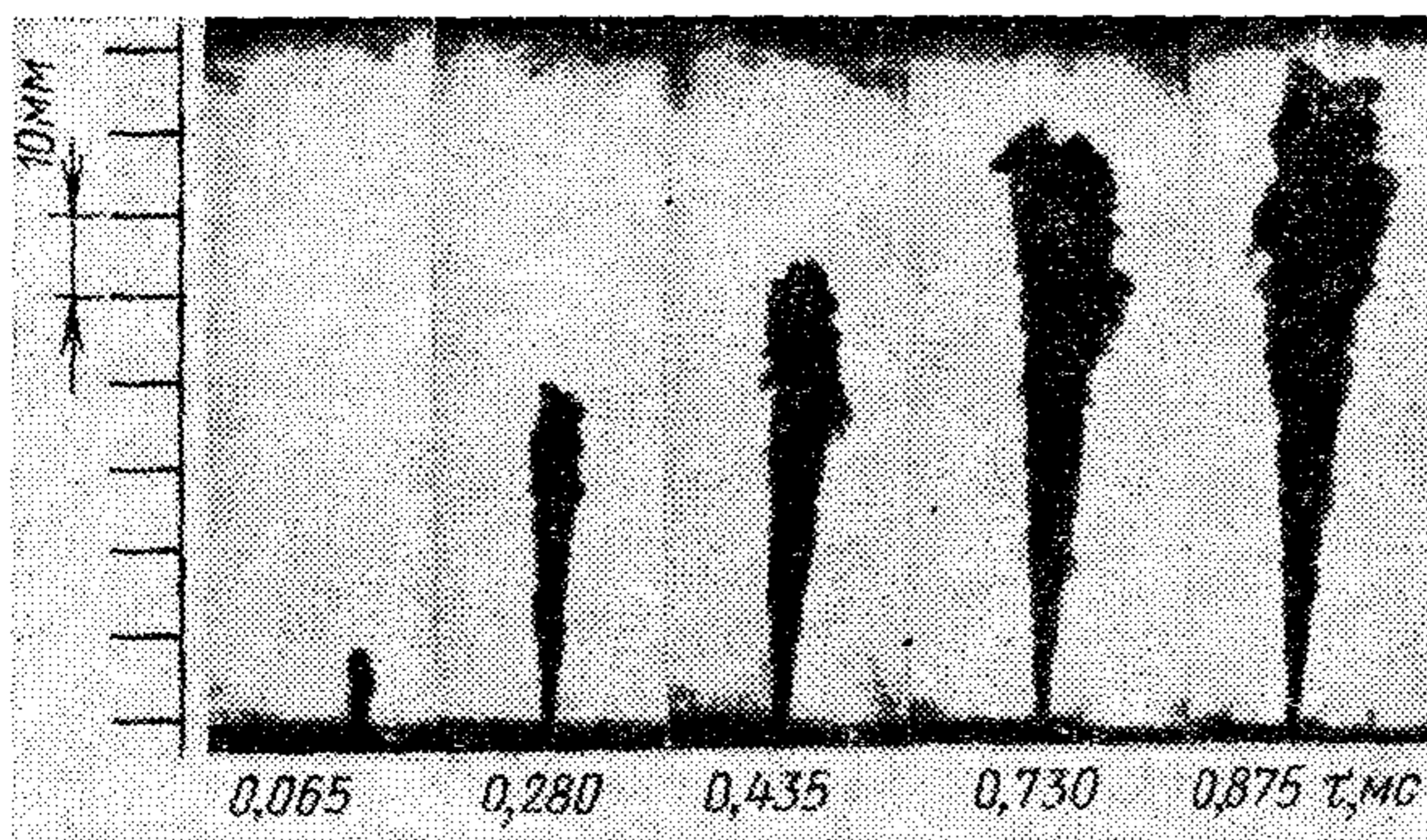


Рис. 205 Фотографии факела топлива в различные фазы впрыска ($n_k = 2050$ об/мин, $V_{ц} = 76$ мм³, $d_c = 0,5$ мм)

к тому, что капли топлива располагаются по внешней поверхности конуса, а в центре факел заполнен воздухом.

Кроме структуры, факел характеризуется следующими геометрическими размерами (рис. 204): длиной (дальностью) L_{ϕ} ,

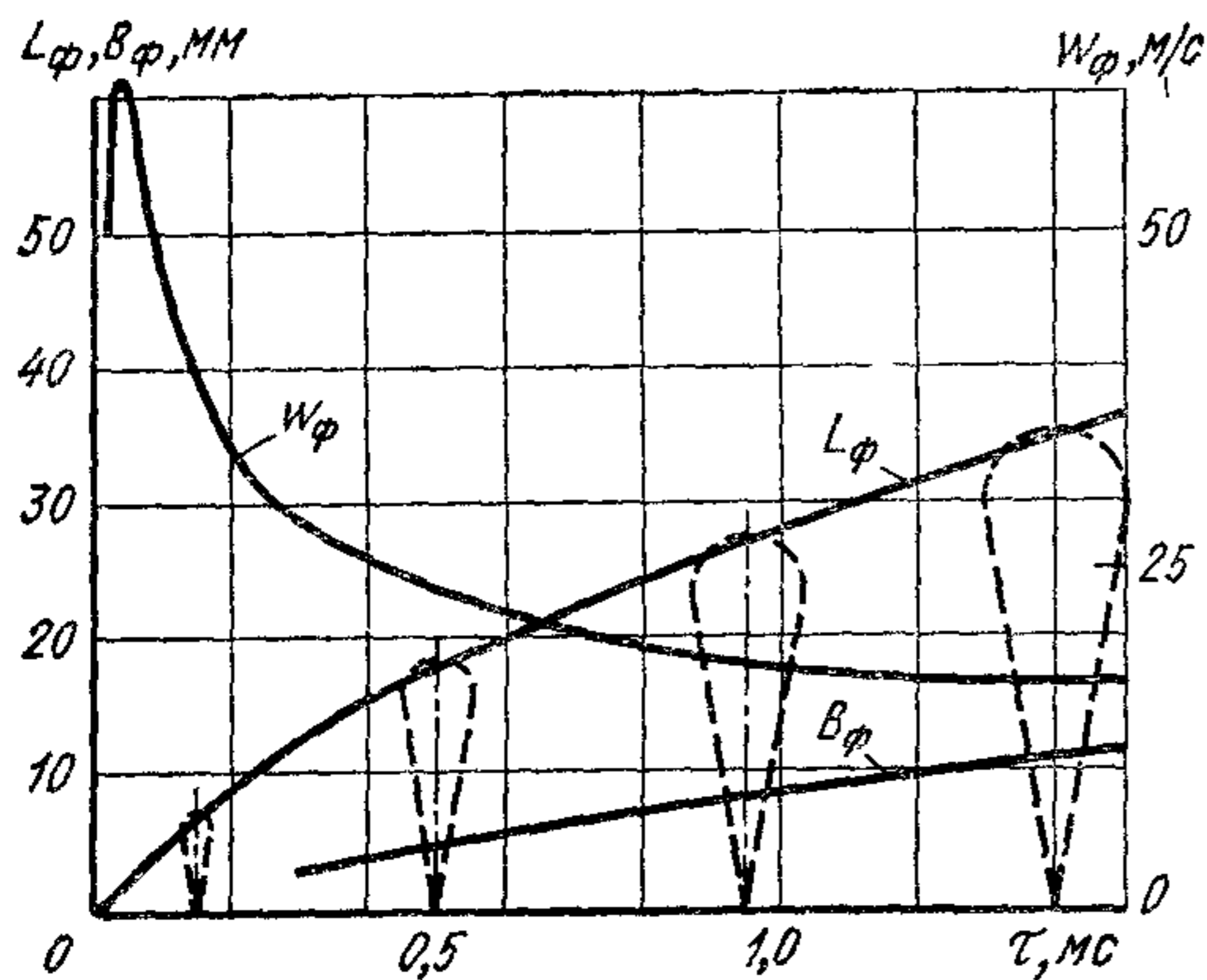


Рис 206. Изменение параметров факела по времени

шириной B_{ϕ} и углом конуса γ_{ϕ} . Развитие факела оценивается скоростью продвижения его переднего фронта w_{ϕ} . Величины, характеризующие развитие факела, изменяются по мере впрыска топлива, т. е. во времени. Развитие факела топлива при впрыске в неподвижную газовую среду показано на рис. 205. Фотографии факела получены теньвым методом при освещении искровым разрядом. Изменение геометрических размеров факела по времени показано на рис. 206.

Скорость переднего фронта факела w_{ϕ} уменьшается, дальность L_{ϕ} и ширина B_{ϕ} увеличиваются по мере развития факела.

Влияние различных факторов на развитие и структуру факела. Одним из основных факторов, определяющих дальность факела, является кинетическая энергия топлива, вытекающего из распылителя. Она зависит от массы и скорости истечения, которые определяются давлением впрыска (характеристикой впрыска) и проходным сечением распыливающих отверстий. Поэтому харак-

характеристика впрыска влияет на развитие и дальность факела. Сопоставление кривых 1 и 2 дальности факела (рис. 207) с характеристикой впрыска 3 показывает, что с изменением скорости вытекающей струи (увеличение $dV_{\text{впр}}/d\tau$) меняется продвижение переднего фронта факела. При увеличении кинетической энергии частиц топлива внутри факела появляются новые скопления капель, летящих быстрее и достигающих переднего фронта факела. Это увеличивает дальность и скорость продвижения переднего фронта факела. На рис. 207 штриховыми линиями показаны траектории движения скоплений капель внутри факела с момента изменения скорости подачи топлива из сопла до достижения ими переднего фронта факела. Кривые 2 и а характеризуют движение капель в среде с атмосферными условиями, кривые 1 и б — в газовой среде большей плотности.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала и цикловой подачи вызывает повышение кинетической энергии струи топлива при истечении из распылителя, а следовательно, и дальности факела. Кривые дальности и скорости переднего фронта $w_{\text{ф}}$ факела в зависимости от режимов работы топливоподающей аппаратуры дизеля ЯМЗ-236 приведены на рис. 208.

Следует отметить, что скорость продвижения факела при полной и средней подачах топлива ($V_{\text{ц}}$ равен 115 и 80 мм³) достаточно высокая. Факел успевает пройти путь, равный 50 мм, за время, соответствующее углу поворота кулачкового вала $\varphi_{\text{к}} = 4 \div 7^\circ$. За это время впрыскивается около $1/3$ топлива, подаваемого за цикл.

При увеличении диаметра сопловых отверстий и неизменном их общем проходном сечении ($\mu_{\text{с/с}} = \text{const}$) возрастает дальность факела (рис. 209). Это объясняется увеличением массы топлива, вытекающего из соплового отверстия и, следовательно, его кинетической энергии.

На дальность факела существенно влияет плотность газовой среды, в которую впрыскивается топливо. С повышением плотности среды резко сокращается дальность факела (см. кривые 1 и 2 на рис. 207). Одновременно при уменьшении дальности факела увеличиваются его ширина и угол конуса.

В случае штифтового распылителя с повышением плотности газовой среды уменьшается угол конуса факела и его ширина. Объ-

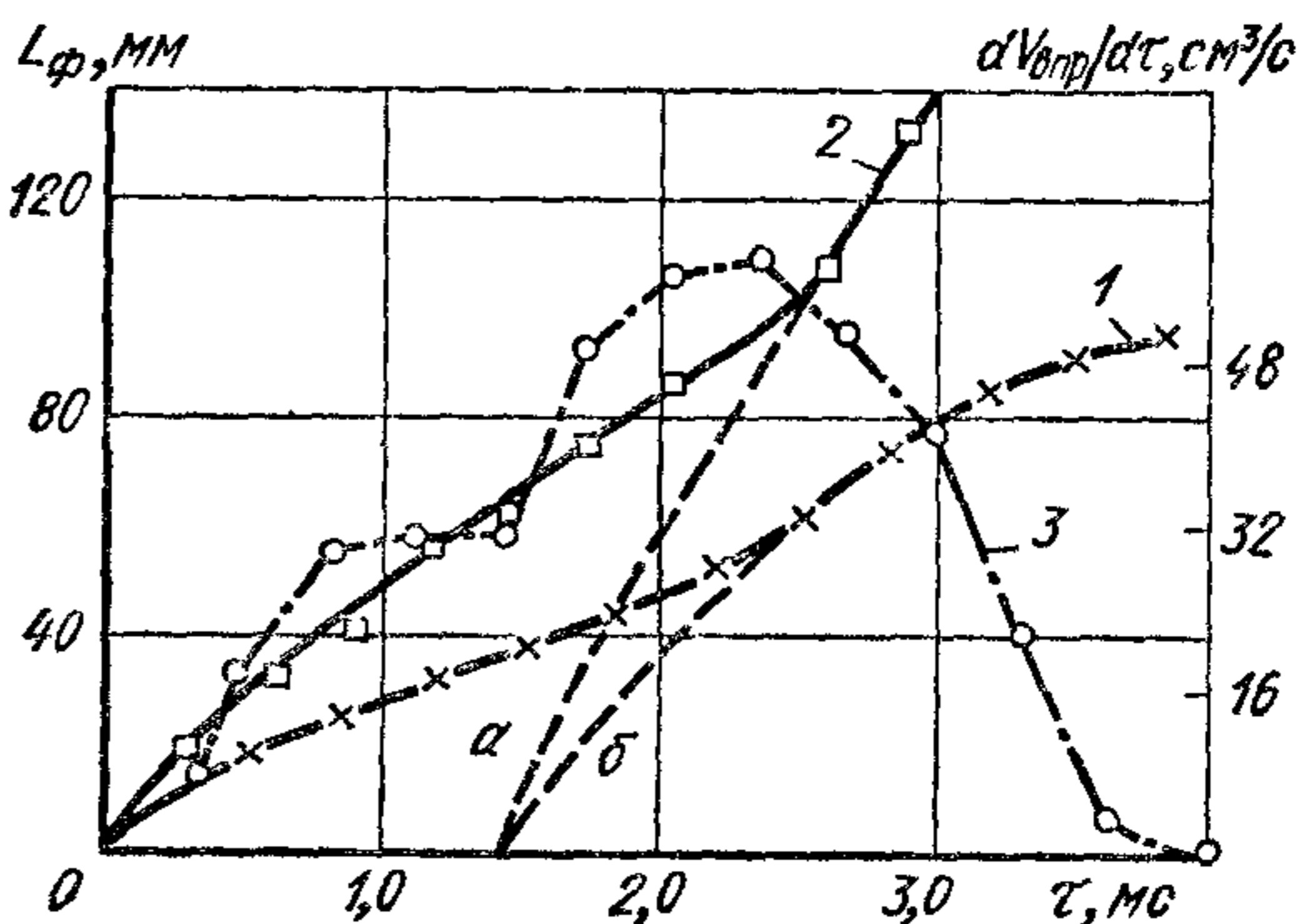


Рис. 207. Кривые дальности факела и характеристика впрыска (топливоподающая аппаратура дизеля ЯМЗ-236, $n_{\text{к}} = 550$ об/мин, $V_{\text{ц}} = 115,0$ мм³):

1 — $p_{\text{пр}} = 1,5$ МПа, 2 — $p_{\text{пр}} = 0,1$ МПа, 3 — характеристика впрыска

ясняется это тем, что при штифтовом распылителе получается полный факел, заполненный внутри газом. Газ захватывается движущимися частицами топлива, в результате чего давление внутри факела уменьшается и тем в большей степени, чем выше плотность газа. Под действием давления факел сжимается.

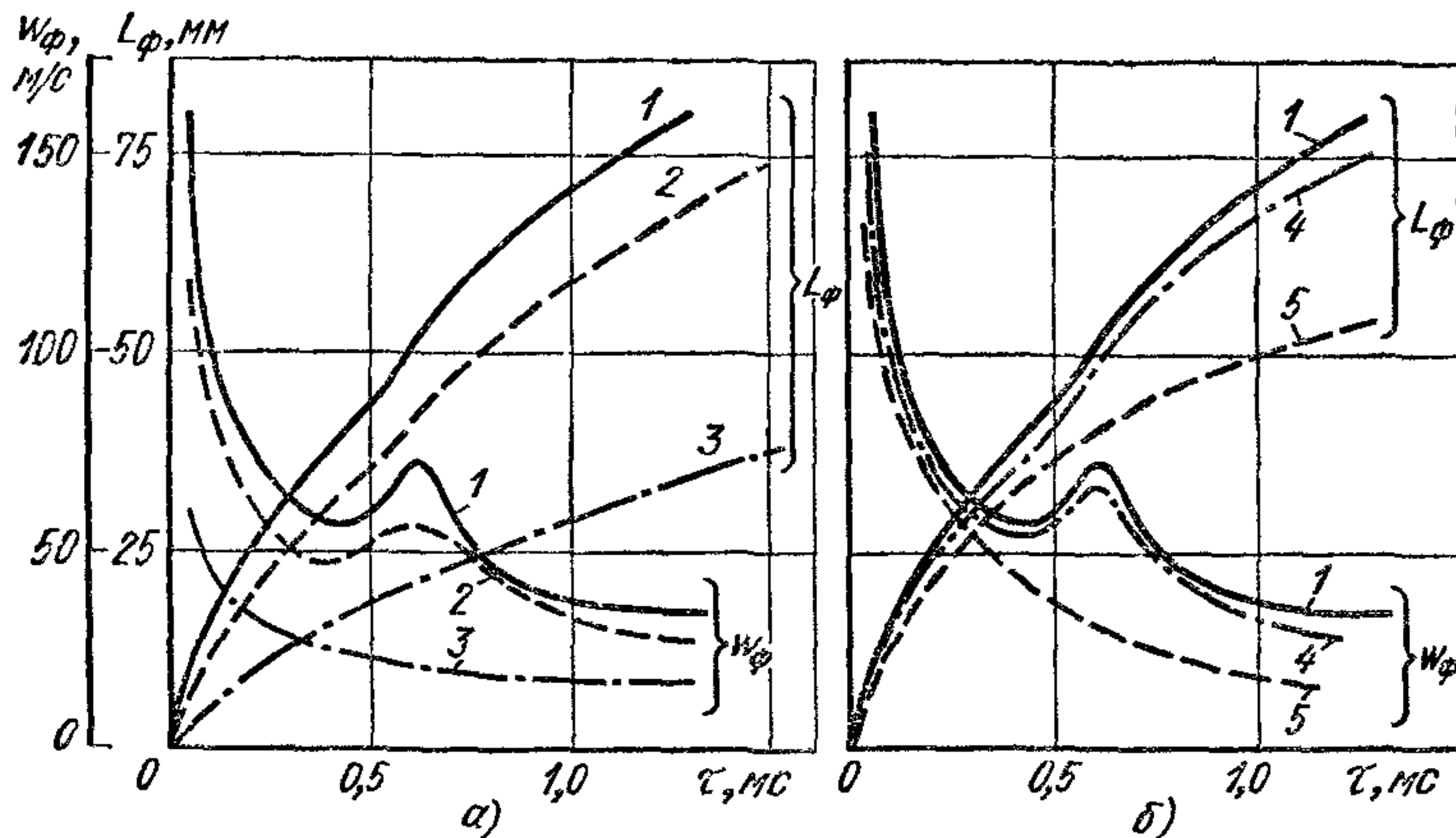


Рис 208 Изменение w_ϕ и L_ϕ на различных режимах работы топливopодающей аппаратуры дизеля ЯМЗ-236 ($p_{пр} = 1,5$ МПа):

$a - V_{ц} = 115,0 \text{ мм}^3 = \text{const}$, $b - n_K = 1050 \text{ об/мин} = \text{const}$; 1 — $n_K = 1050 \text{ об/мин}$, 2 — $n_K = 850 \text{ об/мин}$, 3 — $n_K = 550 \text{ об/мин}$, 4 — $V_{ц} = 80 \text{ мм}^3$, 5 — $V_{ц} = 30 \text{ мм}^3$

Равномерность распределения топлива в факеле улучшается с увеличением плотности среды и скорости истечения топлива из сопловых отверстий. Наличие предварительного завихрения топлива в распылителе способствует более равномерному распределению топлива в факеле.

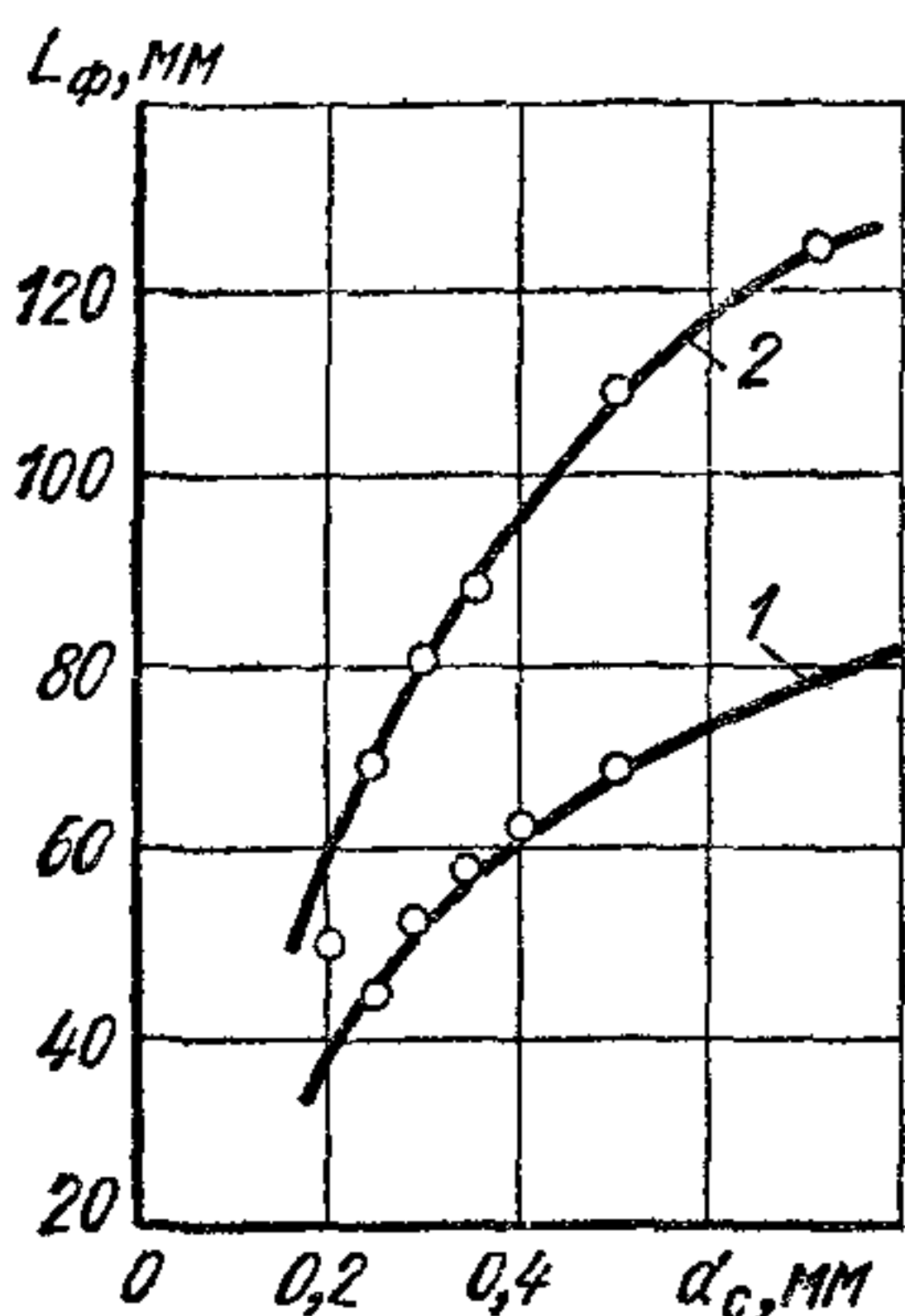


Рис 209. Изменение дальнoбойности факела L_ϕ в зависимости от диаметра соплового отверстия d_c :

1 — через 0,001 с после начала впрыска; 2 — через 0,003 с после начала впрыска ($n_K = 800 \text{ об/мин}$, $p_\phi = 20 \text{ МПа}$, $p_{пр} = 1,5 \text{ МПа}$, суммарная проходная площадь сопловых отверстий постоянна)

Все рассмотренные данные по динамике развития факела относятся к случаю впрыска топлива в неподвижную среду. Наличие вихревого движения воздуха в камере сгорания дизеля может в значительной степени влиять на развитие и структуру факела.

При впрыске в неподвижную газовую среду (рис. 210, а) направление движения факела не меняется. При движении газа перпендикулярно факелу топлива (рис. 210, б) внешние слои разрушаются и уносятся по направлению газового потока, факел становится несимметричным, а его ось искривляется. При развитии факела в вихревой камере (рис. 210, в) он искривляется и топливо частично попадает на стенку. Мелкие капли, находящиеся во внешних слоях

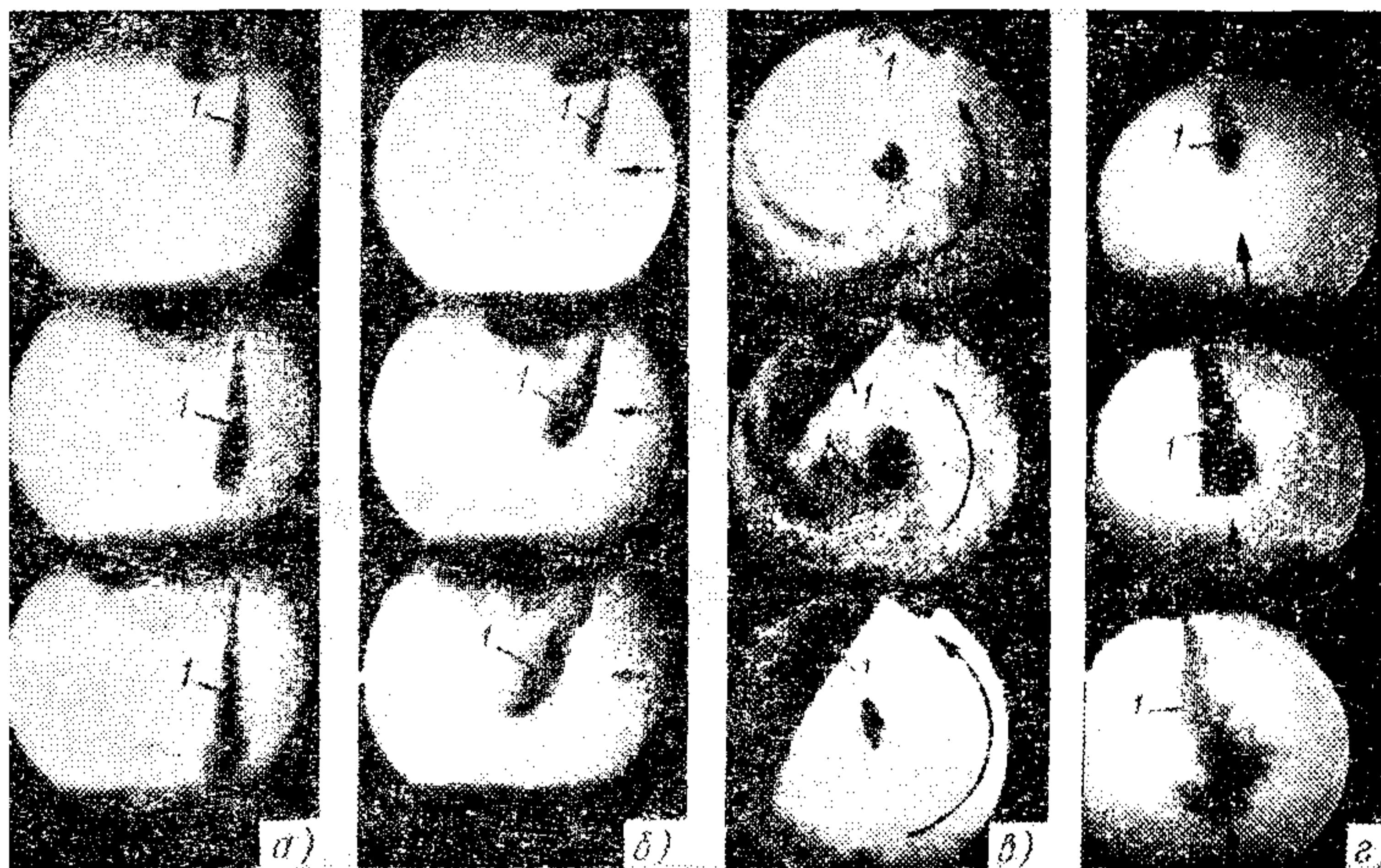


Рис 210 Фотографии развития факела топлива при впрыске:
1 — факел

факела, уносятся газовым потоком в зону, где начинается воспламенение топлива. При встречном движении газа (рис. 210, г) в предкамере малого перепада давления факел топлива искривляется, его внешние слои разрыхляются и находящиеся в них капли уносятся потоком в верхнюю зону предкамеры.

Следует отметить также, что с ростом частоты вращения, т. е. с повышением скорости движения газа в камере сгорания, усиливается влияние потока газа на развитие факела.

§ 4. Смесеобразование при неразделенных камерах сгорания

Неразделенная камера сгорания представляет собой единый объем, заключенный между головкой цилиндра и поршнем. Этот объем образуется обычно за счет углубления в поршне или иногда в головке двигателя. Конфигурация неразделенных камер сгорания весьма разнообразна. Некоторые наиболее распространенные типы таких камер показаны на рис. 211.

Объемное смесеобразование. При объемном смесеобразовании топливо впрыскивается непосредственно в камеру сгорания. Неравномерность состава смеси, необходимая для сокращения задержки

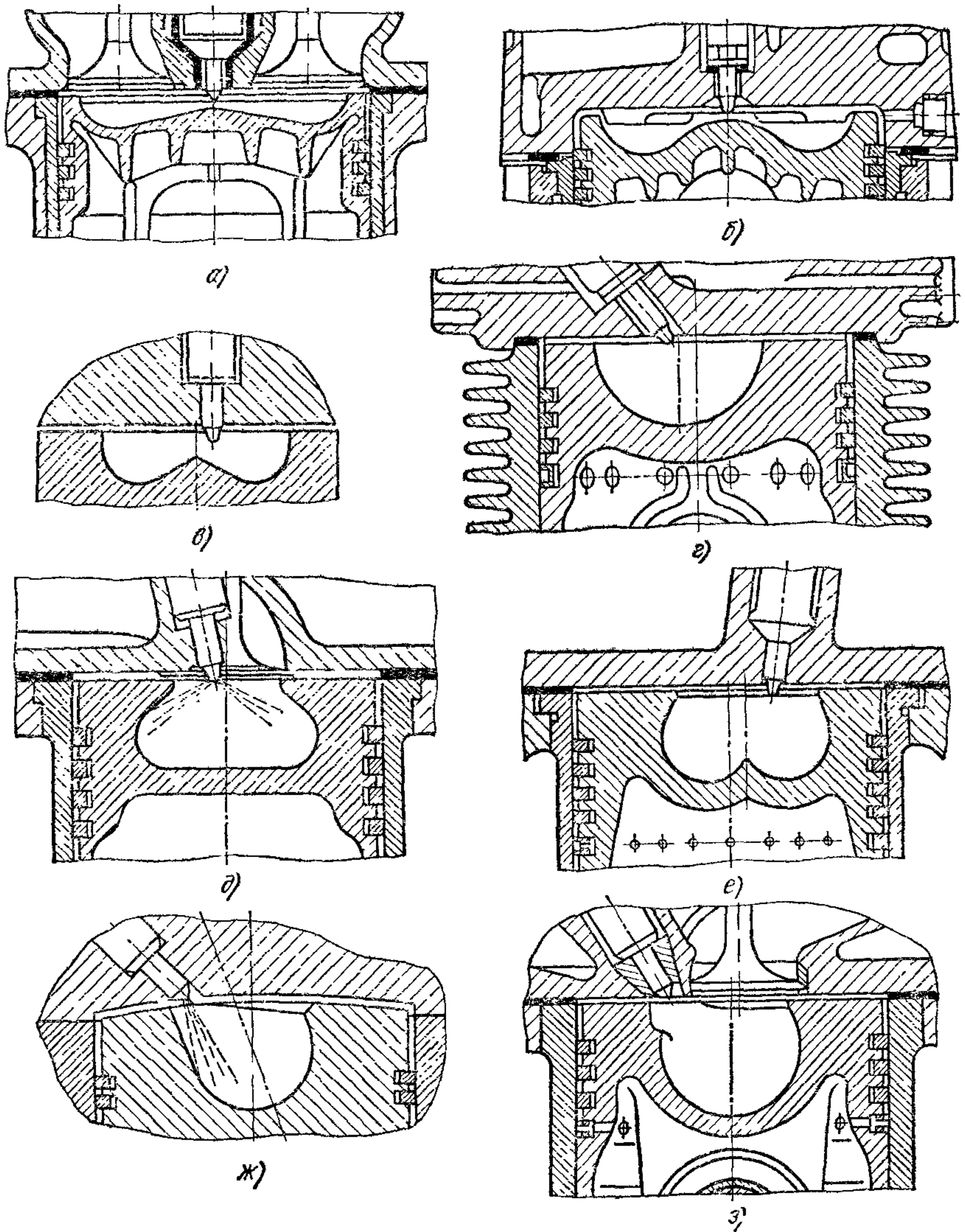


Рис. 241 Неразделенные камеры сгорания:

а — дизеля ЯМЗ-204, б — дизеля Д12А, в — дизеля ЯМЗ-236, г — дизеля Д-37М; д — ЦНИДИ; е — дизеля автомобиля Татра, ж — дизеля Дойц; з — дизеля фирмы MAN

воспламенения, получается из за неравномерности распределения топлива в факелах и в объеме камеры сгорания.

В случае неразделенных камер сгорания основную долю энергии смесеобразования составляет кинетическая энергия, полученная топливом при впрыске. Энергия воздушного вихря в этих камерах меньше энергии топлива.

Большое распространение на отечественных автомобильных дизелях нашли неразделенные камеры сгорания с углублением в поршне, соответствующим форме факела топлива. Форсунка при этом размещается по оси цилиндра. Распылитель форсунки имеет пять-семь сопловых отверстий сравнительно малого диаметра ($d_c = 0,15 \div 0,35$ мм). Камера такого типа (рис. 211, а и б) применяется на двухтактных дизелях ЯМЗ-204 и ЯМЗ-206, а также на дизелях Д12А, устанавливаемых на автомобилях большой грузоподъемности. Несмотря на большое число факелов топлива, при отсутствии вращательного движения заряда в камере сгорания воздух между факелами используется не полностью. В этом случае минимально достижимый коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\min} \geq 1,5$.

Смесеобразование улучшается путем создания тангенциального вращательного движения воздуха в камере сгорания. Вращательное движение воздуха, как показано выше, получается в процессе наполнения цилиндра свежим зарядом.

Интенсивность вращательного движения воздуха в камере сгорания должна согласовываться с числом и диаметром сопловых отверстий распылителя и с характеристикой впрыска топлива. При большой скорости вращения вихря пары топлива, мелкие капли и продукты сгорания переносятся из зоны одного факела в зону другого. Это ухудшает смесеобразование, уменьшает среднее эффективное давление, увеличивает удельный расход топлива и приводит к появлению дымления. Считается, что за время впрыска угол поворота воздуха в камере сгорания должен равняться углу между осями соседних факелов топлива за вычетом угла конуса факела.

На рис. 212 показаны кривые среднего эффективного давления p_e при изменении относительной интенсивности вихря $\bar{\omega}$. Зависимости были получены экспериментально на одноцилиндровой и безмоторной установках. Одноцилиндровая установка имела $D_{ц} = 125$ мм и $S = 110$ мм, $n = 2400$ об/мин. Число сопловых отверстий распылителя при проведении испытаний было различным, а общее проходное сечение оставалось постоянным.

Вращательное движение воздуха создавалось заширмлением обоих впускных клапанов. Один клапан фиксировался в положении, соответствующем максимальной интенсивности вихря, а другой мог поворачиваться, вследствие чего можно было изменять интенсивность вихря. Угол охвата клапанов ширмами составлял 90° . Величина $\bar{\omega}$ для каждой головки подсчитывалась по отношению угловой скорости вихря при данном положении ширмы к его угловой скорости при угле поворота ширмы $\varphi_{ш} = 90^\circ$. При этом угле направление скоростей потоков воздуха через оба клапана совпадало и в цилиндре возникал вихрь с максимальной интенсивностью ($\bar{\omega} = 100\%$).

Интенсивность вихря повышалась также изменением направления впускного канала. Схемы головок, впускного и выпускного каналов и размещения клапанов показаны вверху на рис. 212.

При сравнении изменений интенсивности вихря и среднего эффективного давления, видно, что для каждого числа сопловых

отверстий имеется оптимальная интенсивность вихря, обуславливающая максимальное значение p_e . По мере уменьшения числа сопловых отверстий оптимальное значение интенсивности вихря возрастает.

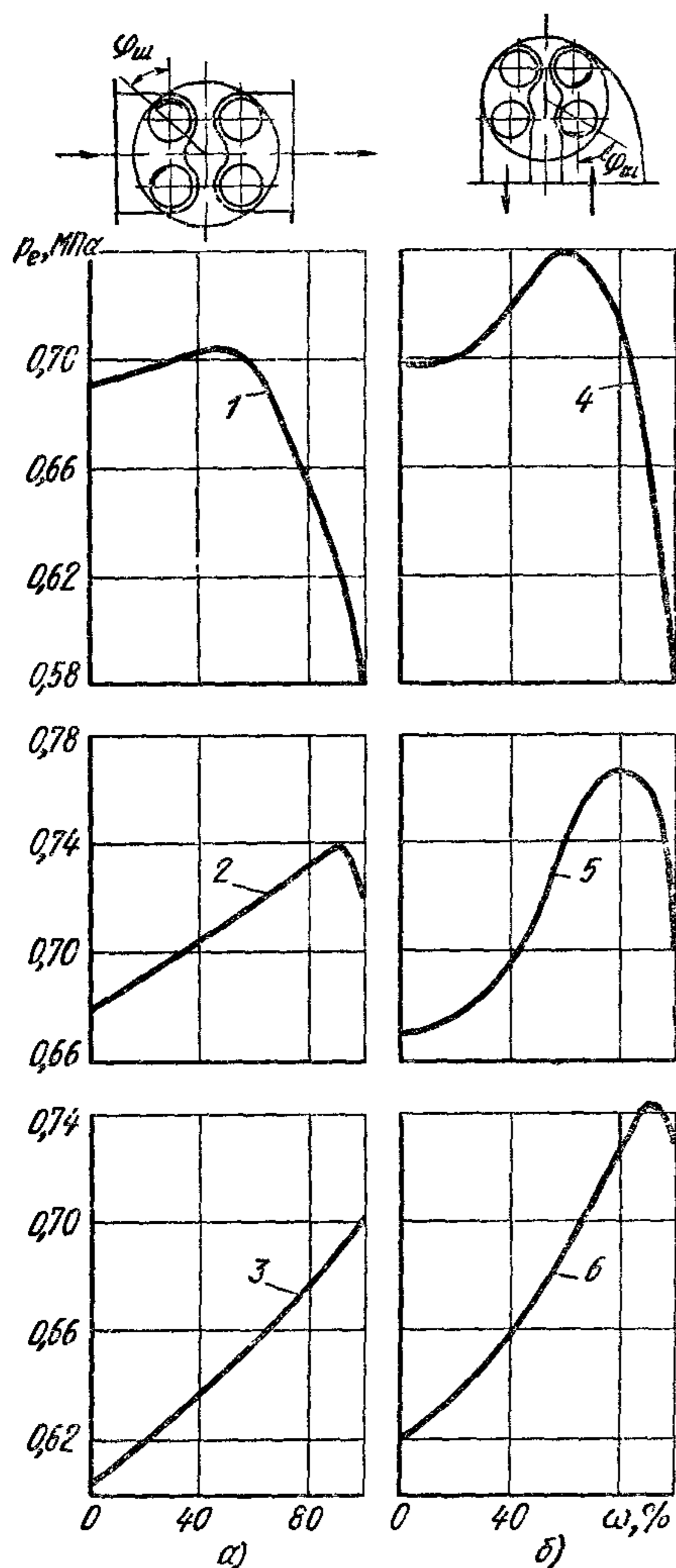


Рис. 212. Зависимости $p_e = f(\omega)$, полученные для распылителей с различным числом сопловых отверстий и постоянным общим проходным сечением размером:

1 — $11 \times 0,12$ мм, 2 — $7 \times 0,15$ мм, 3 — $5 \times 0,18$ мм; 4 — $7 \times 0,15$ мм; 5 — $5 \times 0,18$ мм, 6 — $4 \times 0,20$ мм

интенсивность вращательного движения воздушного заряда в камере сгорания. Поэтому при отработке рабочего процесса в дизеле интенсивности тангенциального вихря уделяется большое внимание.

При числе сопловых отверстий $i_c = 5$ (кривая 3) и конструкции головки (рис. 212, а) максимальная интенсивность вихря оказалась недостаточной для получения $p_e > 0,7$ МПа. С повышением интенсивности вихря вследствие применения головки, показанной на рис. 212, б, $p_e = 0,742$ МПа (кривая 6) было получено при четырех сопловых отверстиях в распылителе. В случае большого числа сопловых отверстий и высокой интенсивности вихря ($\omega > 50\%$) среднее эффективное давление резко уменьшалось (кривая 1).

Изменение скоростного режима двигателя влияет на интенсивность вращательного движения воздуха в камере сгорания, так как при этом меняется скорость и, следовательно, кинетическая энергия воздушного потока во впускном канале и клапане. С повышением частоты вращения коленчатого вала интенсивность вихря в камере сгорания увеличивается, поэтому при больших частотах вращения интенсивность вихря, создаваемая путем изменения направления впускного канала, может оказаться достаточной. Дополнительное завихрение воздуха с помощью ширмы на впускном клапане в этом случае будет ухудшать показатели двигателя.

Таким образом, на каждом скоростном режиме двигателя в зависимости от числа сопловых отверстий распылителя может быть подобрана оптимальная ин-

Кроме вращательного движения воздуха в процессе сжатия возникают радиальные потоки вследствие вытеснения воздуха из пространства между головкой цилиндров и выступающей частью поршня (вытеснителем). В камерах сгорания, показанных на рис. 211, а и б, энергия этих потоков невелика, что объясняется малой поверхностью вытеснителя, характеризуемой отношением диаметра камеры сгорания $d_{\text{кс}}$ к диаметру цилиндра $D_{\text{ц}}$. Для указанных камер сгорания $d_{\text{кс}}/D_{\text{ц}} = 0,75 \div 0,85$.

Оценивая параметры двигателя с неразделенными камерами, изображенными на рис. 211, а и б, следует отметить, что их положительными качествами являются хорошее смесеобразование и малые потери теплоты через поверхности камеры и, как следствие, обеспечение высокой экономичности двигателя. Хорошее смесеобразование достигается за счет высоких давлений впрыска и правильного сочетания диаметра и числа сопловых отверстий с энергией тангенциального вихря. Минимальный эффективный расход топлива дизелей с этими камерами сгорания $g_{\text{емин}} = 227 \div 241$ г/(кВт·ч), а наименьший коэффициент избытка воздуха при бездымном сгорании и оптимальном вихреобразовании $\alpha_{\text{мин}} = 1,20 \div 1,25$. К преимуществам рассматриваемых камер сгорания следует отнести более легкий пуск двигателей, а также возможность форсирования дизелей путем применения наддува.

К недостаткам указанных камер сгорания относятся большая скорость нарастания давления в фазе быстрого сгорания $\Delta p/\Delta \varphi$ (0,6 — 1,2 МПа/°) и высокие значения p_z (8 — 10 МПа). Большая скорость нарастания давления объясняется интенсивным испарением и перемешиванием паров топлива с воздухом в период задержки воспламенения и большой продолжительностью этого периода. Для понижения жесткости работы при использовании таких камер стремятся к сокращению периода задержки воспламенения и уменьшению количества топлива, впрыскиваемого в данный период. Другим недостатком является необходимость создания высоких давлений впрыска, так как кинетическая энергия топливной струи имеет большое значение при смесеобразовании в неразделенных камерах. Поэтому в случае закрытых форсунок давление начала подъема иглы должно быть 20—25 МПа, а максимальное давление распыливания 40—60 МПа. Для насос-форсунок типа АР-20 и АР-21 максимальные давления впрыска достигают 120—140 МПа.

Энергия вращательного движения заряда, создаваемая в процессе впуска, может оказаться недостаточной при применении распылителей с малым числом сопловых отверстий. Вследствие этого распылитель форсунки должен иметь большое число сопловых отверстий малого диаметра, но при этом они быстрее засоряются и закоксовываются в процессе эксплуатации.

Для увеличения интенсивности вихря камеру сгорания в поршне делают более глубокой, причем ее конфигурация может быть самой различной (рис. 211, в — з). Камеры сгорания такого типа называют также полуразделенными. На четырехтактных автомобильных дизелях ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 применена камера в поршне (рис.

211, в). По конструктивным соображениям ось форсунки смещена относительно оси цилиндра, а ось камеры сгорания расположена между осью цилиндра двигателя и осью форсунки. Поверхность вытеснителя у этой камеры значительно больше, чем в камерах, изображенных на рис. 211, а и б; $d_{\text{кс}}/D_{\text{ц}} = 0,615$.

В некоторых тракторных дизелях используется камера сгорания (рис. 211, б), разработанная Центральным научно-исследовательским дизельным институтом (ЦНИДИ); $d_{\text{кс}}/D_{\text{ц}} = 0,35 \div 0,37$. Факелы топлива, поступающие из четырех сопловых отверстий распылителя форсунки, попадают на боковые стенки камеры под входной кромкой горловины.

Интенсивное вихревое движение в камерах, расположенных в поршне, создается вытеснением воздуха из пространства между поверхностью вытеснителя и головкой цилиндра в объем камеры сгорания. Частицы воздуха при этом движутся от стенок цилиндра в радиальном направлении. Воздух, вытесняемый из цилиндра поршнем при ходе сжатия, создает в ряде камер, например ЦНИДИ, вихрь тороидальной формы. Энергия воздушного вихря будет возрастать с уменьшением отношения диаметра горловины камеры к диаметру цилиндра $d_{\text{кс}}/D_{\text{ц}}$ и увеличением относительного объема камеры, который характеризуется отношением объема камеры сгорания к объему сжатия $V_{\text{кс}}/V_{\text{с}}$. Поэтому для камер в поршне принимают $d_{\text{кс}}/D_{\text{ц}} = 0,35 \div 0,75$, а $V_{\text{кс}}/V_{\text{с}} = 0,75 \div 0,9$.

Отношение $V_{\text{кс}}/V_{\text{с}}$ зависит от зазора между днищем поршня и головкой цилиндров, ограниченного точностью изготовления деталей кривошипно-шатунного механизма и их тепловыми деформациями. При уменьшении расстояния между головкой цилиндров и поршнем меньше воздуха остается в зазорах, что способствует более полному использованию воздуха и уменьшению минимально допустимого коэффициента α .

Наряду с тороидальным вихрем в этих камерах сохраняется и тангенциальное вращательное движение воздуха. В камере сгорания ЦНИДИ интенсивного тангенциального движения воздуха не требуется.

Камеры сгорания в поршне обеспечивают получение высоких мощностных и экономических показателей дизелей. При этом сохраняются указанные выше преимущества неразделенных камер сгорания. Кроме того, наличие дополнительных вихревых потоков позволяет снизить давление впрыска и уменьшить число сопловых отверстий в распылителе. Давление начала подъема иглы форсунки в случае применения камер сгорания в поршне составляет 15—17,5 МПа, число сопловых отверстий два — пять.

Жесткость работы дизеля и максимальные давления цикла с камерами сгорания в поршне также уменьшаются, что объясняется меньшим количеством факелов, взаимодействующих с воздушным вихрем, и частичным попаданием топлива на стенки камеры. В результате этого в течение задержки воспламенения образуется меньшее количество паров топлива и сгорание протекает более плавно.

Отметим, что в таких камерах сгорания чисто объемное смесеобразование заменяется смешанным, объемно-пленочным. Количество топлива, попадающее на стенку или в пристеночный объем, зависит от типа камеры и режима работы дизеля.

Объемное смесеобразование в камере сгорания фирмы Дойц (рис. 211, ж) обеспечивает уменьшение скорости образования топливоздушнoй смеси, подготовленной к сгоранию за период задержки воспламенения. Достигается это созданием зоны с переобогащенной смесью в пристеночном объеме камеры сгорания.

Распылитель форсунки с двумя сопловыми отверстиями располагают вблизи стенки камеры.

Факелы топлива в процессе впрыска двигаются вдоль стенки камеры сгорания, выполненной в поршне, как показано на рис. 211, ж. Под действием вращательного движения воздуха создается кольцевая зона с переобогащенной смесью. Объем смеси, подготовленной к быстрому сгоранию, уменьшается, что снижает скорость нарастания давления в цилиндре. Вместе с тем обеспечивается достаточная скорость смесеобразования после начала воспламенения.

При данном методе смесеобразования давление впрыска, скорость подачи топлива и энергия струй должны быть меньшими, чем при использовании камер сгорания, показанных на рис. 211, а и б. Объясняется это тем, что для получения переобогащенной зоны не нужно улучшать качество распыливания и равномерность распределения топлива в объеме факела. Энергия впрыска должна быть достаточной для обеспечения продвижения факела на всю глубину камеры сгорания. Однако не должно быть значительного попадания топлива на ее днище.

Экономичность работы дизеля и его пусковые качества с камерой сгорания Дойц не уступают двигателям с описанными выше объемным и объемно-пленочными методами смесеобразования.

Пленочный метод смесеобразования. При пленочном смесеобразовании также стремятся к тому, чтобы минимальное количество топлива успевало испариться и перемешаться с воздухом за период задержки воспламенения. Факел топлива подается под острым углом на стенку камеры сгорания, чтобы капли не отражались, а растекались по поверхности в виде тонкой пленки толщиной 0,012—0,014 мм. Путь факела от соплового отверстия до стенки должен быть минимальным, чтобы уменьшить количество испарившегося топлива за время движения струи в камере сгорания. Этим условиям удовлетворяет камера, показанная на рис. 211, з.

Направление вектора скорости воздушного заряда при пленочном смесеобразовании совпадает с движением струи топлива, что способствует растеканию пленки по поверхности камеры. Одновременно это уменьшает парообразование, так как понижаются относительные скорости движения топлива и воздуха.

При пленочном смесеобразовании энергия топливных струй составляет $E_T = 2,2 \div 7,8$ Дж/г, т. е. примерно в 2 раза меньше, чем при объемном. Вместе с тем энергия движения воздушного

заряда при пленочном смесеобразовании более чем в 2 раза превышает соответствующие значения для случаев объемного образования топливовоздушных смесей.

Мелкие капли и образующиеся пары топлива движутся к центру камеры сгорания.

Теплота для испарения топлива в основном подводится от поршня, температура которого поддерживается в пределах 450—610 К. Дальнейшее повышение температуры топлива нецелесообразно, так как при соприкосновении с горячей поверхностью оно вместо растекания по ней в виде пленки начинает кипеть, причем частицы топлива приобретают сферическую форму и отскакивают от стенки. Возможно также термическое разложение и коксование топлива. В случае повышения температуры поршня выше допускаемой, например при наддуве, охлаждаают днище поршня маслом. Быстрому испарению топливной пленки способствует движение воздуха с большой скоростью относительно стенок камеры сгорания. Процесс испарения резко ускоряется после начала горения за счет теплопередачи от пламени к пленке топлива. Испарившееся топливо уносится потоком воздуха и сгорает во фронте пламени, распространяющемся из центра камеры, от первоначального очага воспламенения.

Описываемую камеру сгорания широко применяют на дизелях фирмы MAN (M-процесс).

При пленочном смесеобразовании повышается экономичность двигателя: минимальный удельный расход топлива $g_{e \min} = 218 \div 227$ г/(кВт·ч). Хорошее использование воздуха подтверждается высоким максимальным средним эффективным давлением (для двигателей без наддува $p_e = 0,7 \div 0,85$ МПа).

Наряду с высокими мощностными показателями уменьшаются жесткость работы двигателя и давление p_z .

Скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta \phi$ при полной нагрузке дизеля составляет 0,25—0,4 МПа/°, а максимальное давление цикла 7,0—7,5 МПа.

Преимуществом камеры сгорания с пленочным смесеобразованием является удовлетворительная работа двигателя на различных топливах, в том числе и на высокооктановых бензинах.

К недостаткам пленочного смесеобразования относится затрудненный пуск холодного двигателя, так как основная масса топлива попадает на стенку и его испарение затруднено. При малых нагрузках и на холостом ходу из-за низкой температуры стенки поршня и меньшей по сравнению с режимами средних и полных нагрузок передачи теплоты от пламени к пленке топлива процессы смесеобразования и сгорания затягиваются, что приводит к увеличению токсичности отработавших газов. Этот недостаток отсутствует при смесеобразовании в камере Дейтц, так как с уменьшением подачи топливо распределяется более равномерно и процесс сгорания не затягивается.

В камере ЦНИДИ (рис. 211, *д*) также часть топлива (до 35—40% цикловой подачи) попадает на стенку или в пристеночный слой.

В этой камере расстояния между соплами распылителя и стенкой сравнительно малы, и струя встречается с поверхностью камеры под малым углом, что способствует растеканию топлива и образованию пленки.

К общим недостаткам камер сгорания в поршне относится большая высота головки поршня, вследствие чего его масса и инерционные нагрузки возрастают, что может явиться препятствием для форсирования дизелей по частоте вращения.

§ 5. Смесеобразование при разделенных камерах сгорания

Значительное увеличение энергии воздушных потоков в дизеле достигается применением камер сгорания, разделенных на две или больше полостей, соединенных между собой каналами (рис. 213).

Одна полость размещается между поршнем и головкой цилиндра, а другая (дополнительная камера) — в головке цилиндра или в блоке. Топливо впрыскивается форсункой в дополнительную камеру, интенсивное движение воздуха в которой создается во время хода сжатия вследствие перетекания в нее заряда из цилиндра через соединительные каналы. В пространстве над поршнем вихреобразование возникает после начала сгорания, когда происходит обратное истечение заряда из дополнительной камеры в пространство между поршнем и головкой цилиндра. В соответствии с этим при изучении смесеобразования в двигателях с разделенными камерами сгорания следует отдельно рассматривать процессы, происходящие в надпоршневом пространстве и в дополнительной камере.

Конструктивные формы разделенных камер и типы вихревых потоков в них могут быть различными. В автотракторных дизелях наиболее распространены вихревые камеры и предкамеры.

В разделенных камерах сгорания энергия смесеобразования в основном создается за счет кинетической энергии движения воздушных вихрей, возникающих в процессах сжатия и сгорания топлива. Энергия топливной струи в этих камерах сгорания оказывает меньшее воздействие на смесеобразование.

Для определения параметров процесса сжатия в двигателе с разделенной камерой сгорания применяют аналитические связи, позволяющие рассчитать давление в каждой полости камеры сгорания и скорость втекания заряда в дополнительную камеру. Такой расчет в зависимости от геометрических параметров дополнительной камеры и скоростного режима может быть проведен на ЭВМ по уравнениям, приведенным в специальной литературе.

Особенности смесеобразования в вихревой камере. В вихревой камере сгорания вращательное движение воздуха возникает в результате втекания его в камеру во время сжатия через соединительную горловину. Для получения направленного движения ось соединительной горловины располагают под углом к торцовой плоскости головки цилиндров так, чтобы образующая поверхность горловины была касательной к поверхности камеры.

Движущийся воздух воздействует на факел топлива и отжимает его к поверхности камеры, вследствие чего часть топлива попадает на стенку и испаряется. Этим самым обеспечивается высококачественное смесеобразование. Пары и мелкие капли топлива, находящиеся в камере, подхватываются воздухом и переносятся

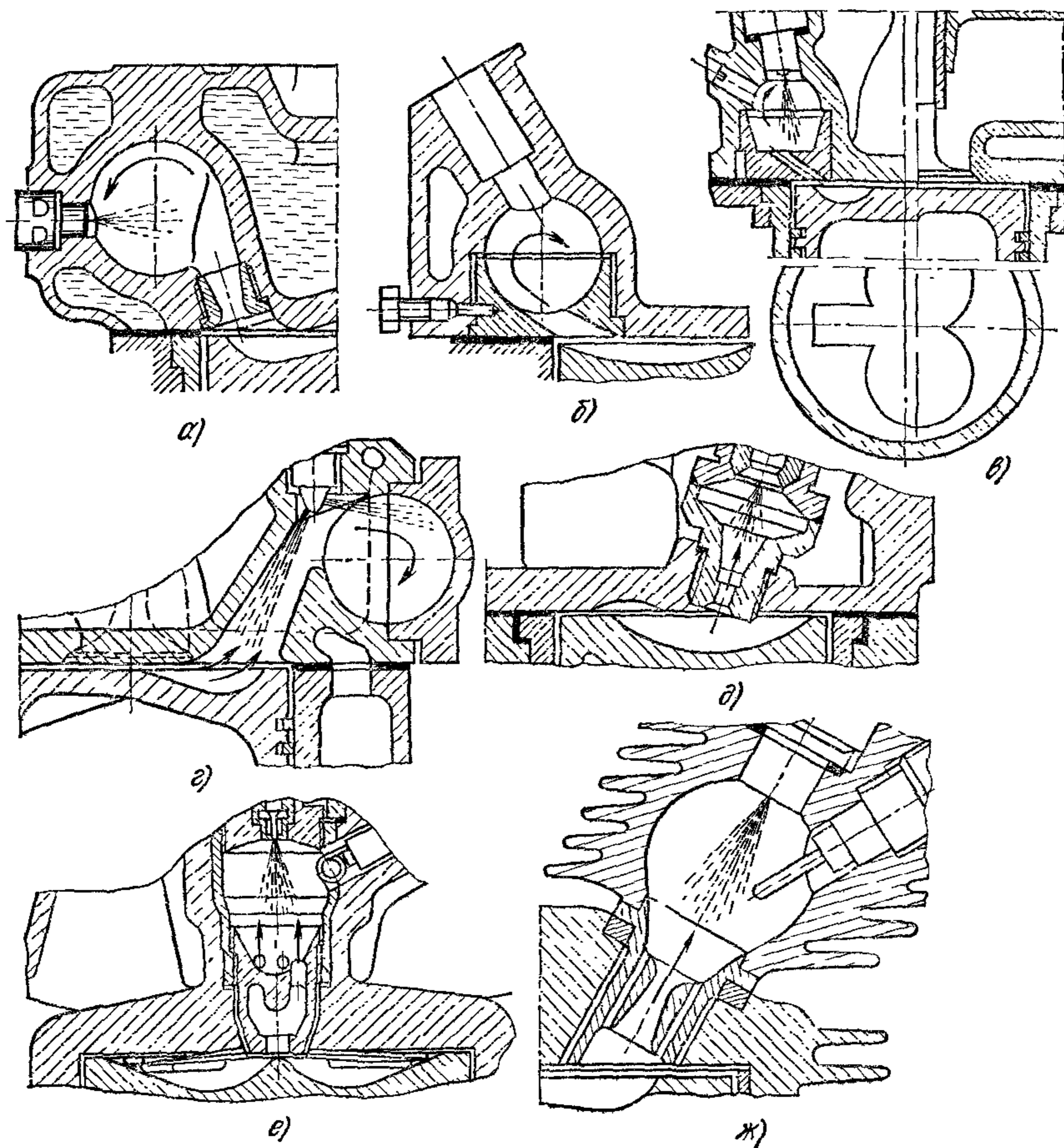


Рис. 213. Схемы разделенных камер сгорания:

а—г — вихревые, д—ж — предкамеры

в зону горловины. В этой зоне температура высокая, что обуславливает воспламенение топлива при очень малой задержке воспламенения. В результате горения топлива в вихревой камере создается высокое давление, и горящее топливо перетекает в надпоршневую полость с большой скоростью. Основная масса воздуха, оставшаяся в цилиндре, заполняет специальное углубление в днище поршня под соединительной горловиной. Этим обеспечивается хорошее использование кислорода воздуха и достигается бездымный выпуск при малых коэффициентах избытка воздуха и меньшей

(по сравнению с объемным и пленочным смесеобразованием) токсичностью отработавших газов.

Интенсивное движение воздуха в вихревой камере позволяет установить форсунку закрытого типа с штифтовым распылителем. Давление затяжки иглы форсунки составляет 12,5—15,0 МПа. В некоторых вихрекамерных дизелях применяют двухструйную форсунку, у которой на режимах пуска топливо впрыскивается через боковое отверстие распылителя в цилиндр (рис. 213, *г*), где температура заряда выше, чем в вихревой камере. Это способствует более надежному пуску холодного двигателя. Относительный объем вихревой камеры в современных двигателях $V_{вс}/V_c = 0,4 \div 0,6$.

Сечения каналов соединительной горловины могут быть различной формы (круглые, эллиптические). В некоторых отечественных двигателях применяют три круглых соединительных канала. У современных вихрекамерных двигателей отношение площади сечения соединительных каналов f_r к площади поршня F_p 0,8—2,7%. Наибольшая скорость втекания воздуха в вихревую камеру на номинальном режиме (по данным расчета) у большинства двигателей находится в пределах 100—200 м/с. Эта скорость достигается при угле поворота коленчатого вала 40° до в. м. т., когда отношение давления в вихревой камере к давлению в цилиндре равно 0,92—0,97.

На рис. 214 приведены зависимости $f_r \delta / (c_p D_{ц}^2) = \varphi(c_p D_{ц}^2)$ для ряда двигателей. Точки, лежащие в заштрихованной зоне, ограниченной линиями 1, относятся к вихрекамерным двигателям с круглым сечением соединительных каналов, а точки, расположенные вблизи прямых 2, — к двигателям с эллиптическим сечением соединительных каналов. По этому графику можно ориентировочно определять площадь проходного сечения соединительной горловины вновь проектируемого двигателя.

Большое влияние f_r оказывает на обратное вытекание горящего топлива в основную камеру. Опыты показывают, что большие значения p_e достигаются при уменьшенных до известного предела значениях f_r .

Основными преимуществами вихревых камер являются:

1) меньшее по сравнению с неразделенными камерами сгорания максимальное давление и невысокая степень нарастания давления в основной камере сгорания;

2) более полное использование кислорода воздуха, что обеспечивает работу двигателя с бездымным выпуском при $\alpha_{\min} = 1,15 \div 1,25$;

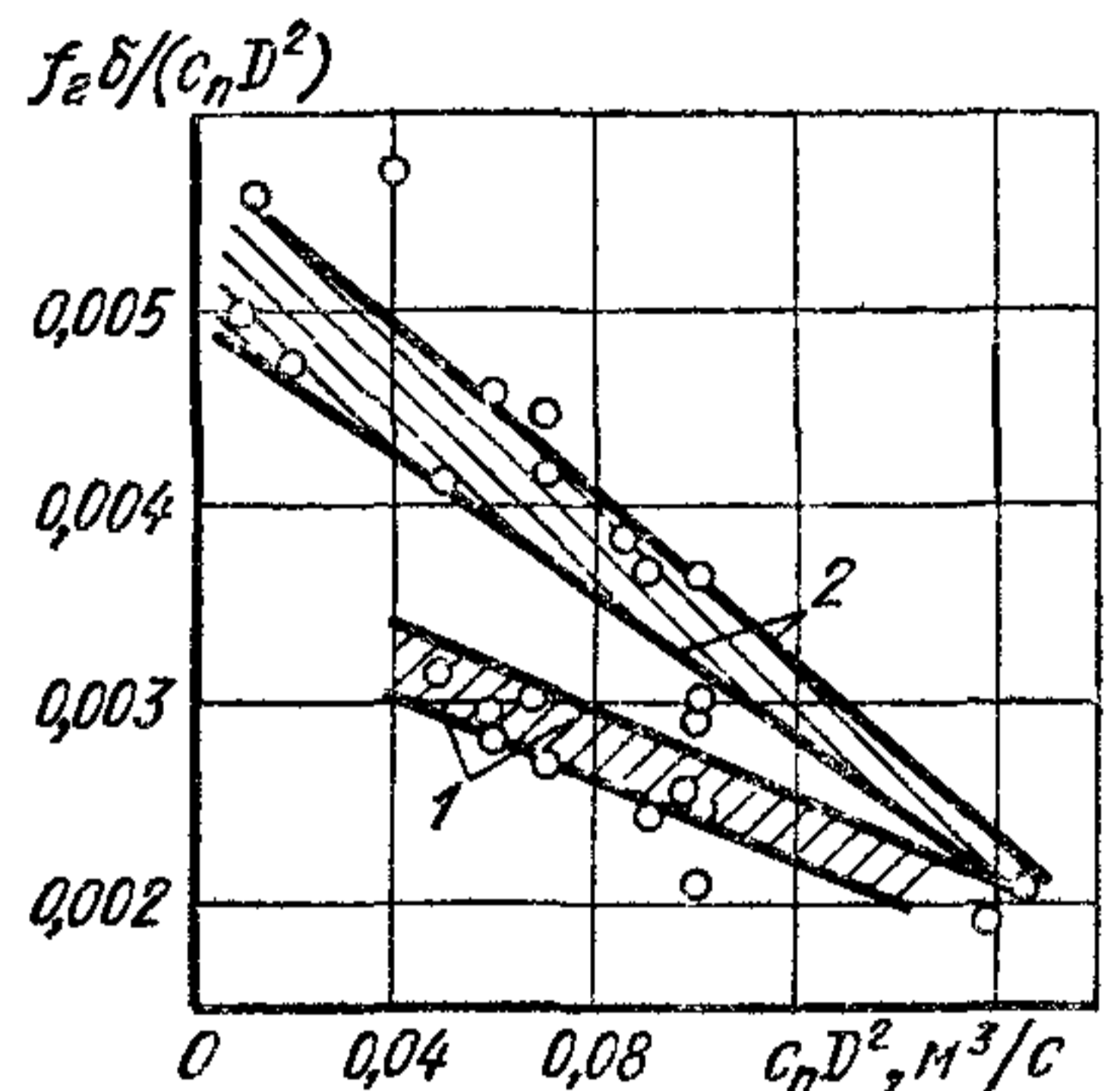


Рис. 214. Зависимости отношения $f_r \delta / (c_p D_{ц}^2)$ от величины $c_p D_{ц}^2$ для различных двигателей с вихревыми камерами (δ — отношение объема сжатия к объему вихревой камеры; c_p — средняя скорость поршня)

3) возможность работы двигателя на высоких скоростных режимах с удовлетворительными экономическими показателями, бездымным выпуском и малым шумом;

4) возможность использования топлив различного фракционного состава без резких изменений показателей двигателя;

5) меньшее давление впрыска, что облегчает условия работы топливоподающей аппаратуры.

К недостаткам вихревых камер относятся:

1) более высокий удельный расход топлива вследствие дополнительных тепловых и гидродинамических потерь, связанных с перетеканием газов из одной полости в другую, и увеличенных тепловых потерь из-за большой относительной теплопередающей поверхности;

2) ухудшение пуска холодного двигателя из-за интенсивного отвода теплоты к стенкам, имеющим большую относительную теплопередающую поверхность.

Особенности смесеобразования в предкамере. Предкамера имеет меньший относительный объем, чем вихревая камера, равный $0,25—0,4 V_c$, и значительно меньшую относительную площадь соединительных каналов, которая составляет $0,3—0,6\%$ от $F_{\text{п}}$.

Процесс смесеобразования в предкамере имеет особенности. В процессе сжатия воздух перетекает из цилиндра в предкамеру с большими скоростями, максимальные значения которых достигают $230—320$ м/с за $15—20^\circ$ до прихода поршня в в. м. т. Однако при этом не образуется организованного, направленного вихря, как в вихревой камере. Из-за малого сечения соединительных каналов давление в цилиндре в процессе сжатия превышает давление в предкамере. Максимальная разность давлений составляет $0,3—0,5$ МПа.

Форсунку обычно размещают по оси предкамеры, и впрыск топлива осуществляется по направлению к соединительным каналам, навстречу потоку воздуха, примерно в момент достижения им максимальной скорости. Объем предкамеры небольшой, поэтому смесь в ней при хорошем распыливании может сильно переобогащаться, что приводит к дымному сгоранию. Во избежание этого факел топлива должен быть компактным, а распыливание грубым, что достигается применением штифтовой или односопловой форсунки с низким давлением впрыска. Начало подъема иглы в распылителе соответствует давлению $p_{\text{фо}} = 8,0 \div 13,0$ МПа.

Воздух, движущийся навстречу факелу с большой скоростью, подхватывает пары и мелкие капли с оболочки факела и уносит их в верхнюю часть предкамеры, где и происходит воспламенение. Нежелательно, чтобы большое количество топлива скапливалось в верхней части предкамеры, так как это способствует переобогащению смеси в верхней зоне камеры и выделению сажи. Основная масса впрыснутого топлива должна сосредотачиваться в нижней части предкамеры. После начала сгорания давление в предкамере резко повышается, топливо вместе с горящими газами выдувается в надпоршневую полость, где оно интенсивно перемешивается с воздухом и полностью сгорает. Это обеспечивает хорошее использова-

ние воздуха в двигателях ($\alpha_{\text{min}} = 1,2$) и достаточно высокое среднее эффективное давление ($p_e = 0,65 \div 0,75$ МПа).

Число и форму соединительных каналов подбирают так, чтобы горящие факелы, вылетающие из предкамеры, по возможности заполняли весь объем между поршнем и головкой.

Расчет скорости и кинетической энергии потока при перетекании его из предкамеры в надпоршневую полость возможен при наличии кривых давлений, полученных одновременно для указанных объемов.

На рис. 215 показано изменение давления в предкамере (кривая 1) и основной камере (кривая 2) в процессе сгорания. На участке $a - б$ давление в предкамере больше, чем в цилиндре. В результате происходит истечение из предкамеры и смесеобразование в основной камере сгорания. После развития процесса сгорания в этом объеме давление в цилиндре может стать больше, чем в предкамере (участок $б - в$) и начинается обратное втекание смеси в нее.

Кинетическая энергия газовых потоков, возникающих в процессах сжатия и расширения, возрастает с увеличением относительного объема предкамеры и скоростного режима работы двигателя и с уменьшением относительного проходного сечения соединительных каналов. При истечении из предкамеры для хорошего смесеобразования скорость и кинетическая энергия струи должны быть высокими. Последнее требование является преобладающим при выборе размеров предкамеры и соединительных каналов.

Предкамеру обычно размещают сбоку в головке цилиндров, если двигатель имеет два клапана. Боковое размещение предкамеры позволяет увеличить проходное сечение клапанов. На рис. 213, $д$, показана головка цилиндров дизеля с водяным охлаждением при боковом размещении предкамеры. В случае бокового размещения предкамеры часто делают один соединительный канал, что увеличивает дальнобойность факела горячей смеси.

Центральное размещение предкамеры (см. рис. 213, $е$) применяется при четырех клапанах. Соединительных каналов делают возможно больше (до восьми). Их число ограничивается условием прочности перемычек. Выходное сечение соединительного канала может изменяться в результате перемещения поршня, если он имеет выступ в центральной части днища. Относительный объем предкамеры в этом случае может быть меньше, чем при ее боковом размещении.

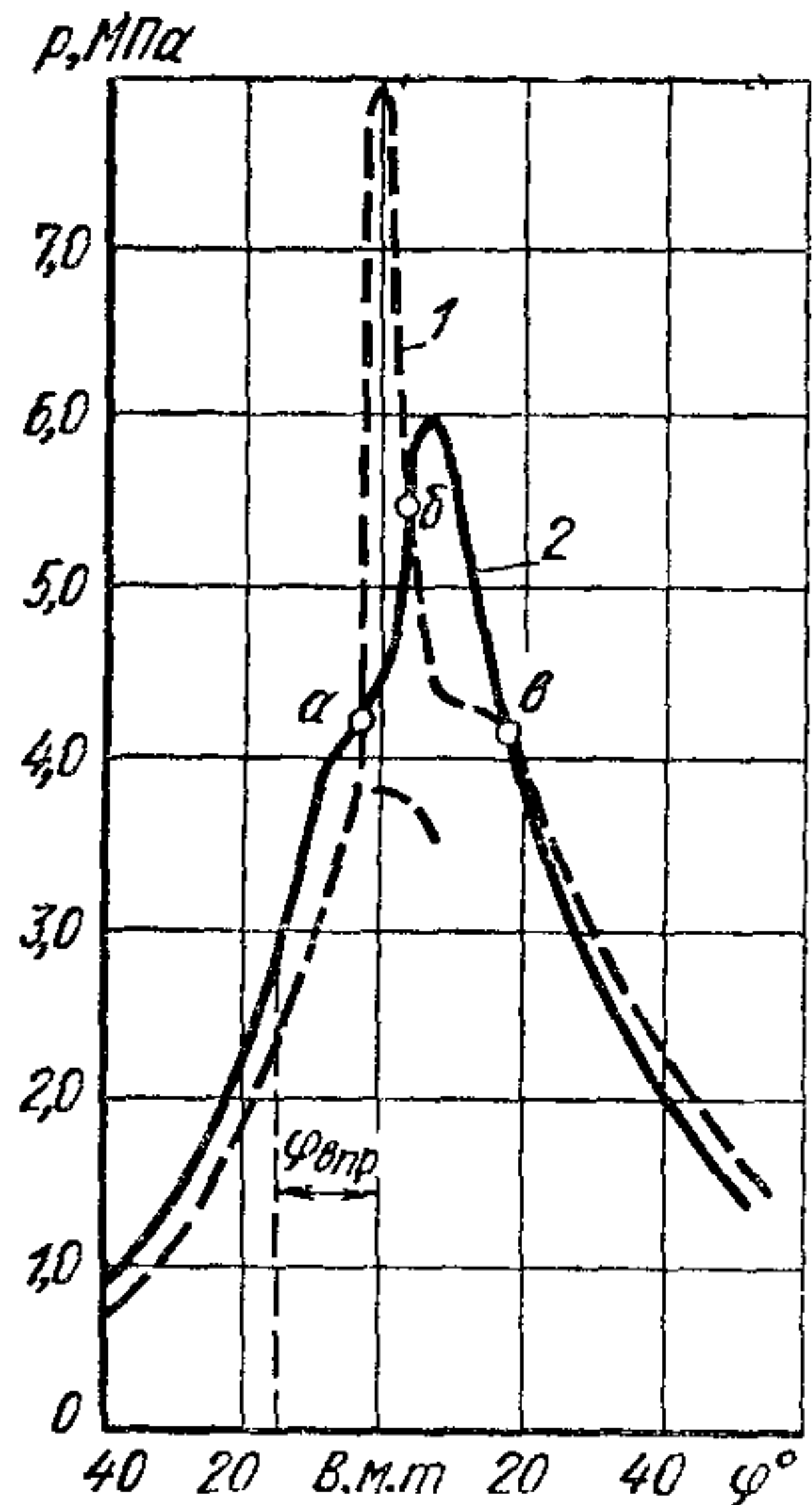


Рис. 215. Изменение давления p в цилиндре и предкамере в зависимости от угла φ

С целью уменьшения тепловых и газодинамических потерь фирмой MWM была предложена разделенная камера (см. рис. 213, ж) с малым перепадом давления. Дополнительная камера имеет грушевидную форму, сужающейся стороной обращенную к соединительным каналам (центральному и нескольким боковым), выполненным в проставке, которую изготовляют из жаропрочной стали. Параметры камеры сгорания MWM ($V_{кс}/V_c$ и $f_{Г'}/f_{П}$) выше, чем у предкамер существующих дизелей. По способу смесеобразования она соответствует обычным предкамерам.

Основные преимущества предкамер следующие:

1. Малые максимальные давления цикла и небольшие скорости нарастания давления в цилиндре двигателя; для обычных предкамер $p_z = 4,5 \div 6,0$ МПа и $\Delta p/\Delta \varphi = 0,2 \div 0,3$ МПа/°, вследствие чего уменьшаются нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма.

2. Интенсивный подогрев воздуха и топлива, поступающих в предкамеру, так как в нижней ее части, около соединительных каналов, имеется горячая зона. Поэтому можно применять топливо с меньшим цетановым числом и разных марок.

3. Возможность более грубо распыливать топливо при впрыске, что позволяет использовать односопловой распылитель с большим проходным сечением и снижать давление распыливания, облегчая условия работы топливоподающей аппаратуры.

4. Интенсивное вихреобразование при истечении газа из предкамеры в основную камеру, в результате чего обеспечивается хорошее смесеобразование и сгорание на повышенных скоростных режимах работы дизеля и облегчается форсирование двигателя по частоте вращения.

5. Меньшая токсичность выпуска.

Вместе с тем, предкамеры имеют ряд существенных недостатков.

1. Тепловые и газодинамические потери, связанные с перетеканием газа с большими скоростями из основной камеры в предкамеру и обратно, ухудшают экономичность дизеля. Имеются также дополнительные потери теплоты в воду из-за увеличенных относительных поверхностей охлаждения камеры сгорания.

2. Трудный пуск холодного двигателя вследствие того, что воздух, проходя через соединительные каналы в процессе сжатия, отдает теплоту холодным стенкам. Поэтому температура в предкамере повышается значительно медленнее, чем в цилиндре.

Для улучшения пусковых качеств у предкамерных дизелей повышают степени сжатия ($\epsilon = 20 \div 21$) по сравнению с дизелями с неразделенными камерами сгорания. Кроме того, предкамеры оборудуют обычно калильными свечами.

§ 6. Сравнение различных методов смесеобразования

Проведенный выше анализ различных методов смесеобразования показывает, что можно достигнуть высоких мощностных показателей (высоких p_e) в дизеле с камерой любого типа при тщатель-

ной отработке рабочего процесса. Несколько меньше среднее эффективное давление получается у предкамерных дизелей из-за увеличенных потерь при осуществлении рабочего цикла.

Форсирование двигателя путем применения наддува более затруднено в случае разделенных камер, так как при повышении плотности воздушного заряда в цилиндре возрастают тепловые и газодинамические потери.

По экономическим показателям лучшими являются дизели с неразделенными камерами сгорания. У них отсутствуют дополнительные потери, вызываемые перетеканием газа через соединительные каналы, и меньше относительная теплопередающая поверхность камеры. У двигателей с неразделенными камерами сгорания пусковые качества лучше, чем у дизелей с разделенными камерами.

Нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма и шум при работе двигателя будут наименьшими в случае разделенных камер сгорания, которые обуславливают также лучшую работу двигателя на переменных режимах, возможность применения различного топлива и снижение давления впрыска.

В случае разделенных камер сгорания меньше токсичность отработавших газов, чем при неразделенных камерах.

Некоторые показатели рабочего процесса при различных способах смесеобразования и камерах сгорания приведены в табл. 24.

24. Параметры, характеризующие рабочий процесс дизелей с различными камерами сгорания

Камеры сгорания	Тип смесеобразования	α_{min}	p_e , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
Неразделенные	Объемное и объемно-плёночное	1,20	0,7—0,8	227,0—255,0
	Плёночное	1,10	0,7—0,8	218,0—242,0
Разделенные: вихревые предкамеры	—	1,15	0,7—0,85	255,0—290,0
	—	1,20	0,65—0,75	262,0—304,0

Продолжение табл. 24

Камеры сгорания	Тип смесеобразования	$n_{\text{ном}}$, об/мин	p_z , МПа	λ	$\Delta p/\Delta \varphi$, МПа/°
Неразделенные	Объемное и объемно-плёночное	4000	7—10	1,8—2,5	0,4—1,2
	Плёночное	До 3000	6—7	1,6—1,8	0,25—0,4
Разделенные: вихревые предкамеры	—	4000	6—7	1,6—1,8	0,25—0,4
	—	4000	5—6	1,4—1,6	0,20—0,35

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА И УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГЛАВА XVI

ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

§ 1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма

Условия работы деталей кривошипно-шатунного механизма характеризуются значительными и быстропеременными усилиями, возникающими в них при различных режимах работы двигателя. Величина и характер изменения механических нагрузок, приходящихся на эти детали, определяются на основе кинематического и динамического исследования кривошипно-шатунного механизма. Динамическому расчету предшествует тепловой расчет, обеспечивающий возможность выбора основных размеров двигателя и нахождения величины и характера изменения сил от давления газов.

На рис. 216 изображены схемы нормального *a* и смещенного *b* (или дезаксиального) кривошипно-шатунного механизмов двигателя. В последнем ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена на небольшое расстояние, обычно в сторону движения кривошипа вблизи в. м. т. Это делается для улучшения условий работы поршня в цилиндре или же по конструктивным соображениям. Кроме того, во многих современных двигателях с целью постоянного устранения зазора между поршнем и стенкой цилиндра, а также для получения более благоприятного распределения нагрузки на стенки поршня ось поршневого пальца смещена от оси цилиндра на 0,01—0,03 его диаметра.

На схемах (см. рис. 216) и ниже приняты обозначения: φ — угол поворота кривошипа, отсчитываемый от направления оси цилиндра в сторону вращения коленчатого вала по часовой стрелке; ω — угловая скорость коленчатого вала, принимаемая постоянной, $\omega = d\varphi/dt$; β — угол отклонения оси шатуна в плоскости его качения в сторону от направления оси цилиндра; S — ход поршня, $S = 2R$ (где R — радиус кривошипа; L — длина шатуна, $L = R/\lambda$ (где λ — безразмерный параметр); a — смещение пло-

скости движения оси поршневого пальца от оси коленчатого вала, $a = kR$ (где k — относительное смещение).

Кривошипно-шатунные механизмы характеризуются двумя безразмерными параметрами: отношением радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\lambda = R/L = 0,25 \div 0,30,$$

и относительным смещением

$$k = a/R = 0 \div 0,15.$$

Основной задачей кинематического расчета кривошипно-шатунного механизма является определение перемещения, скорости и ускорения поршня.

В общем случае смещенного механизма перемещение поршня s вниз от его начального положения A' в в. м. т. (рис. 216, б)

$$\begin{aligned} S = A'A &= A'E - AD - \\ &- DE = (L + R) \cos \varphi_1 - \\ &- L \cos \beta - R \cos \varphi. \end{aligned} \quad (258)$$

Угол β отклонения шатуна находится из уравнения

$$CB = R \sin \varphi = L \sin \beta + a,$$

или

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \lambda \sin \varphi - (a/L) = \\ &= \lambda (\sin \varphi - k), \end{aligned} \quad (259)$$

и

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \varphi - k)^2}.$$

Учитывая малость параметров λ и k , выражение (259) целесообразно разложить в ряд по степеням малого параметра λ^2 и ограничиться членами порядка λ^2 и $k\lambda^2$:

$$\begin{aligned} \cos \beta &= 1 - \frac{\lambda^2}{2} (\sin \varphi - k)^2 + \frac{\lambda^4}{8} (\sin \varphi - k)^4 \dots \approx \\ &\approx 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi + k\lambda^2 \sin \varphi = 1 - \frac{\lambda^2}{4} (1 - \cos 2\varphi) + k\lambda^2 \sin \varphi. \end{aligned} \quad (260)$$

Подставляя полученное приближенное выражение (260) в формулу (258), находим

$$S = R \left[(\cos \varphi_1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right]. \quad (261)$$

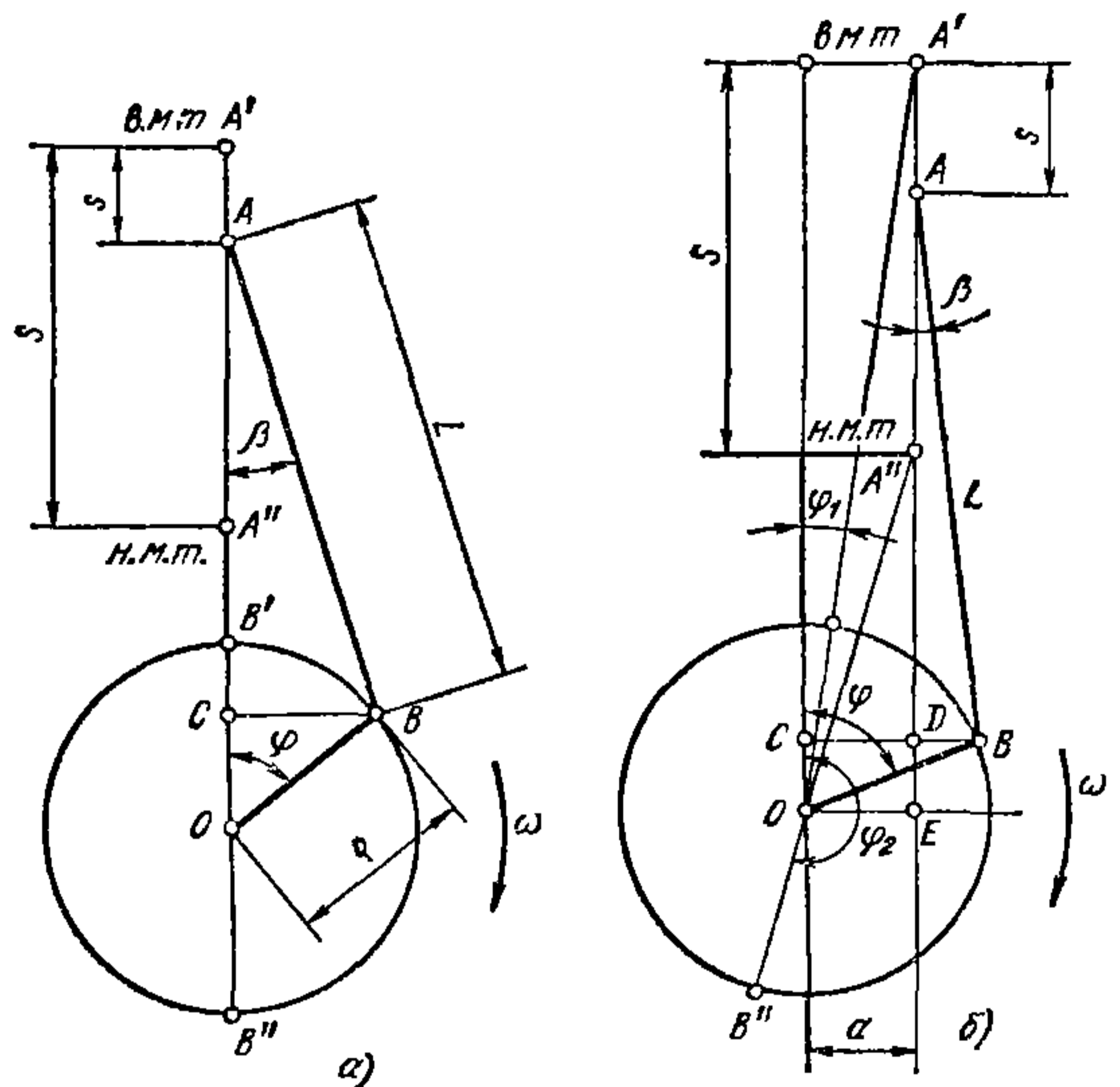


Рис. 216. Схемы центрального кривошипно-шатунного механизма:

а — нормального; б — смещенного

Угол φ_1 , соответствующий положению поршня в в. м. т., находится из треугольника $A'EO$:

$$\sin \varphi_1 = \frac{a}{L+R} = \frac{k\lambda}{1+\lambda} \approx k\lambda.$$

Аналогично из треугольника $A''EO$ определяется угол φ_2 для н. м. т.:

$$\sin \varphi_2 = -\frac{a}{L-R} = -\frac{k\lambda}{1-\lambda} \approx -k\lambda.$$

С точностью до величин второго порядка малости (λ^2 и $k\lambda$) включительно

$$\varphi_1 = k\lambda \cdot 57,3^\circ, \quad \varphi_2 = 180^\circ + k\lambda \cdot 57,3^\circ \quad \text{и} \quad \cos \varphi_1 = \cos \varphi_2 = 1.$$

Ход поршня

$$S = (L+R) \cos \varphi_1 + (L-R) \cos \varphi_2 \approx 2R \left(1 + \frac{k^2\lambda^2}{2}\right) \approx 2R.$$

Перемещение поршня может быть представлено как сумма двух гармонических составляющих — перемещений первого и второго порядков: $s = s_I + s_{II}$.

С указанной выше точностью первая гармоника

$$s_I = R(1 - \cos \varphi - k\lambda \sin \varphi) = R[1 - \cos(\varphi - \Delta\varphi)],$$

где $\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57,3^\circ$.

Вторая гармоника

$$s_{II} = R \frac{\lambda}{4} (\lambda - \cos 2\varphi).$$

Величина смещения первой гармоники $\Delta\varphi$ мала, и практически ею можно пренебрегать.

Скорость поршня равна производной по времени от выражений его перемещения (258) и (261):

$$\begin{aligned} c &= \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{R\omega \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \approx \\ &\approx R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right) = c_I + c_{II}, \end{aligned} \quad (262)$$

где

$$c_I = R\omega (\sin \varphi - k\lambda \cos \varphi) = R\omega \sin(\varphi - \Delta\varphi);$$

$$c_{II} = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi.$$

Скорость поршня обращается в нуль в мертвых точках, т. е. когда $\varphi = \varphi_1$ и $\varphi = \varphi_2$. При φ , равном 90° и 270° , шатун движется поступательно и скорость поршня равна окружной скорости оси шатунной шейки кривошипа ($c = \pm u = \pm R\omega$). Эта скорость была бы максимальной скоростью поршня при $\lambda = 0$. Вторая гармоника c_{II} , учитывающая конечную длину шатуна, сдвигает максимальную скорость c_{\max} в сторону в. м. т. С принятой точностью

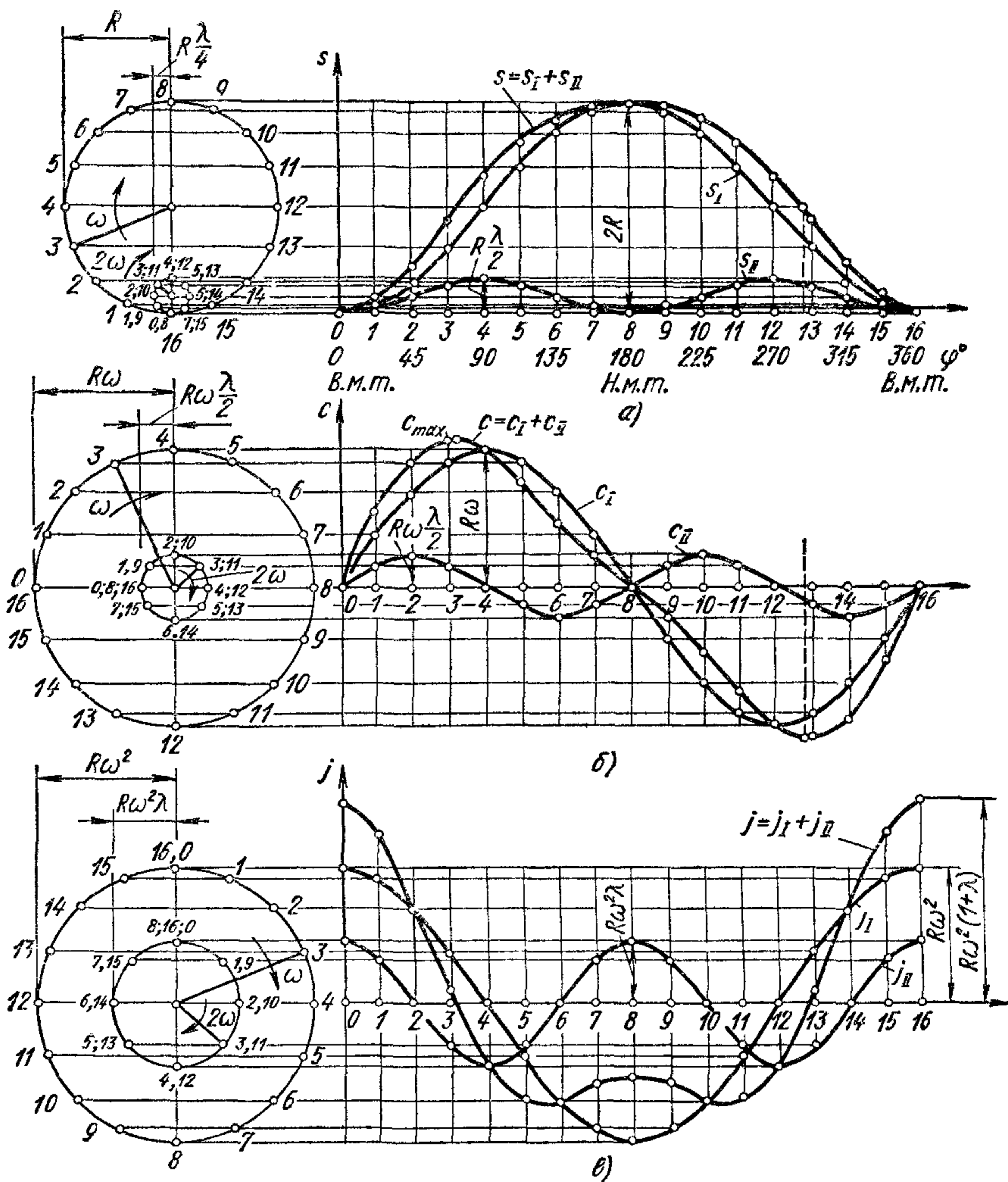


Рис. 217. Построение с точностью до малых второго порядка кривых:
 а — перемещения поршня, б — скорости поршня, в — ускорения поршня

скорость $c = c_{max} = R\omega \left(1 + \frac{\lambda^2}{2}\right)$ при $\varphi = 90^\circ - \lambda \cdot 57,3^\circ$ и $\varphi = 270^\circ + \lambda \cdot 57,3^\circ$.

Средняя скорость поршня при движении от одной мертвой точки до другой

$$c_{II} = Sn/30.$$

Взяв производную по времени от выражений (262) скорости поршня, получим его ускорение:

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = R\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right] \approx \approx R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi) = j_I + j_{II},$$

где

$$j_{II} = R\omega^2 (\cos \varphi + k\lambda \sin \varphi) = R\omega^2 \cos (\varphi - \Delta\varphi);$$
$$j_{III} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Максимальное по абсолютной величине ускорение $j_{\max} = (1 + \lambda) R\omega^2$ достигается при $\varphi = k\lambda$. Ускорение обращается в нуль в точках, в которых скорость поршня максимальна. При $\lambda > 0,25$ вблизи н. м. т. появляются еще два экстремума ускорения при $\varphi = 180^\circ \pm \arccos \frac{1}{4\lambda}$.

Зависимости перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота кривошипа удобно строить путем суммирования соответствующих гармоник. Такое построение показано на рис. 217 для механизма с $k = 0$ и с большой для наглядности величиной $\lambda = 0,4$.

Влияние относительного смещения $k \neq 0$ с принятой точностью сводится только к сдвигу первых гармоник s_I , c_I и j_I на малый угол ($\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57,3^\circ$).

Кинематика шатуна определяется его углом поворота β , входящим в выражение (259). Дифференцируя это выражение по времени, получаем соотношение

$$\cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt},$$

из которого находится угловая скорость шатуна

$$\omega_{III} = \frac{d\beta}{dt} = \omega\lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \approx \omega\lambda \cos (\varphi - \Delta\varphi).$$

Угловое ускорение шатуна

$$\varepsilon_{III} = \frac{d\omega_{III}}{dt} = -\omega^2 \lambda \left(\frac{\sin \varphi}{\cos \beta} - \lambda \frac{\cos^2 \varphi \sin \beta}{\cos^3 \beta} \right) \approx -\omega^2 \lambda \sin (\varphi - \Delta\varphi).$$

§ 2. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Анализ сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, необходим для расчета деталей двигателя на прочность и для определения нагрузок на подшипники. Его проводят для определенного режима работы двигателя. В соответствии с методом кинестатики в кривошипно-шатунном механизме двигателя рассматривают нагрузки от силы давления газов в цилиндре и сил инерции движущихся масс; силами трения пренебрегают. Картер двигателя считается неподвижным, а коленчатый вал вращающимся с постоянной угловой скоростью. При этом силы инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма делят на силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно (индекс j), и силы инерции вращательно-движущихся масс (индекс R).

Давление газов на поршень $p_{\Gamma} = p_{\Gamma}(s)$ и соответственно силу давления газов $P_{\Gamma} = p_{\Gamma} F_{\Pi}$ (где F_{Π} — площадь поршня) определяют по индикаторной диаграмме, которую строят по данным теплового

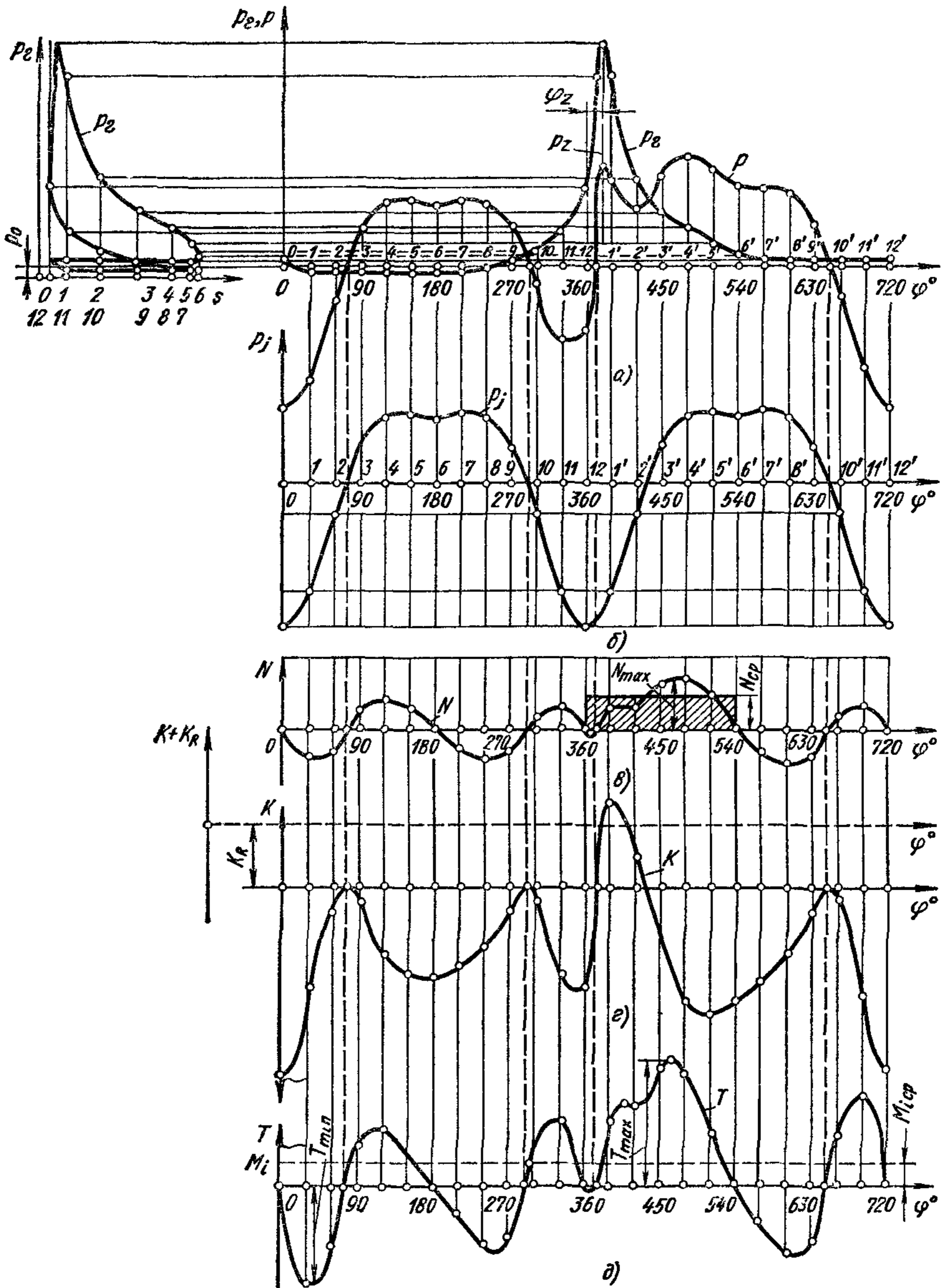


Рис. 218. Построение кривых различных сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала:

а — силы давления газов p_g и суммарной силы $P_g + P_z$, действующей на поршневую головку шатуна, б — силы инерции P_j ; в — боковой силы N , г — нормальной силы K ; д — тангенциальной силы T

расчета (обычно для номинальной мощности и соответствующей ей частоте вращения). Для графического перестроения этой диаграммы в развернутую индикаторную диаграмму по углу поворота коленчатого вала $p_r = p_r(\varphi)$ по формуле (258) вычисляют и откладывают на диаграмме перемещения s поршня от в. м. т. (рис. 218, а и б), соответствующие определенным углам поворота коленчатого вала (практически через 15 или 30°).

Давление газов в цилиндре двигателя (рис. 219) создает усилие P'_r , приложенное к головке цилиндра. Это усилие действует вдоль оси цилиндра, равно по величине и противоположно по направлению силе P_r , действующей на поршень.

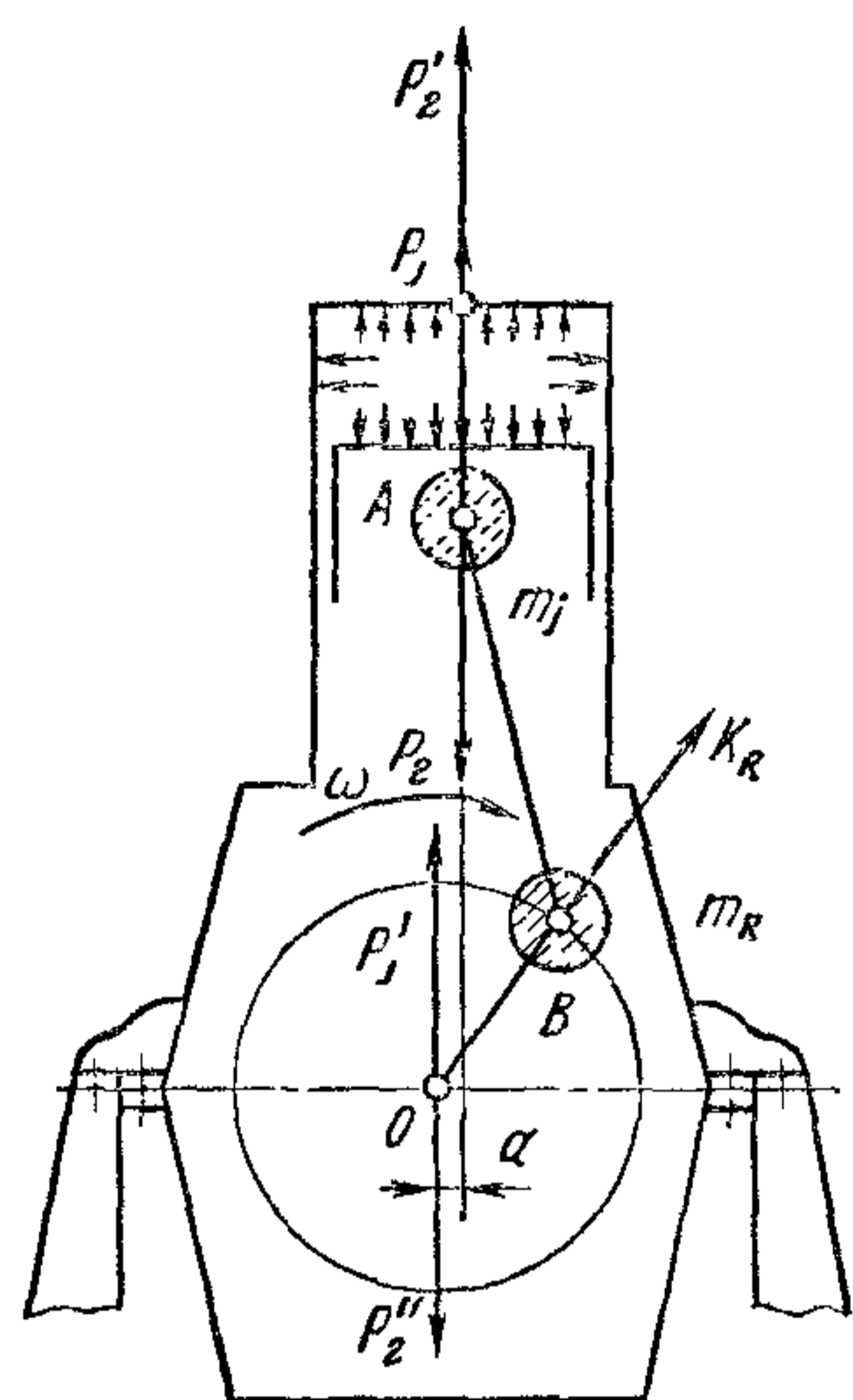


Рис 219. Силы P_r и P_j , действующие в кривошипно-шатунном механизме

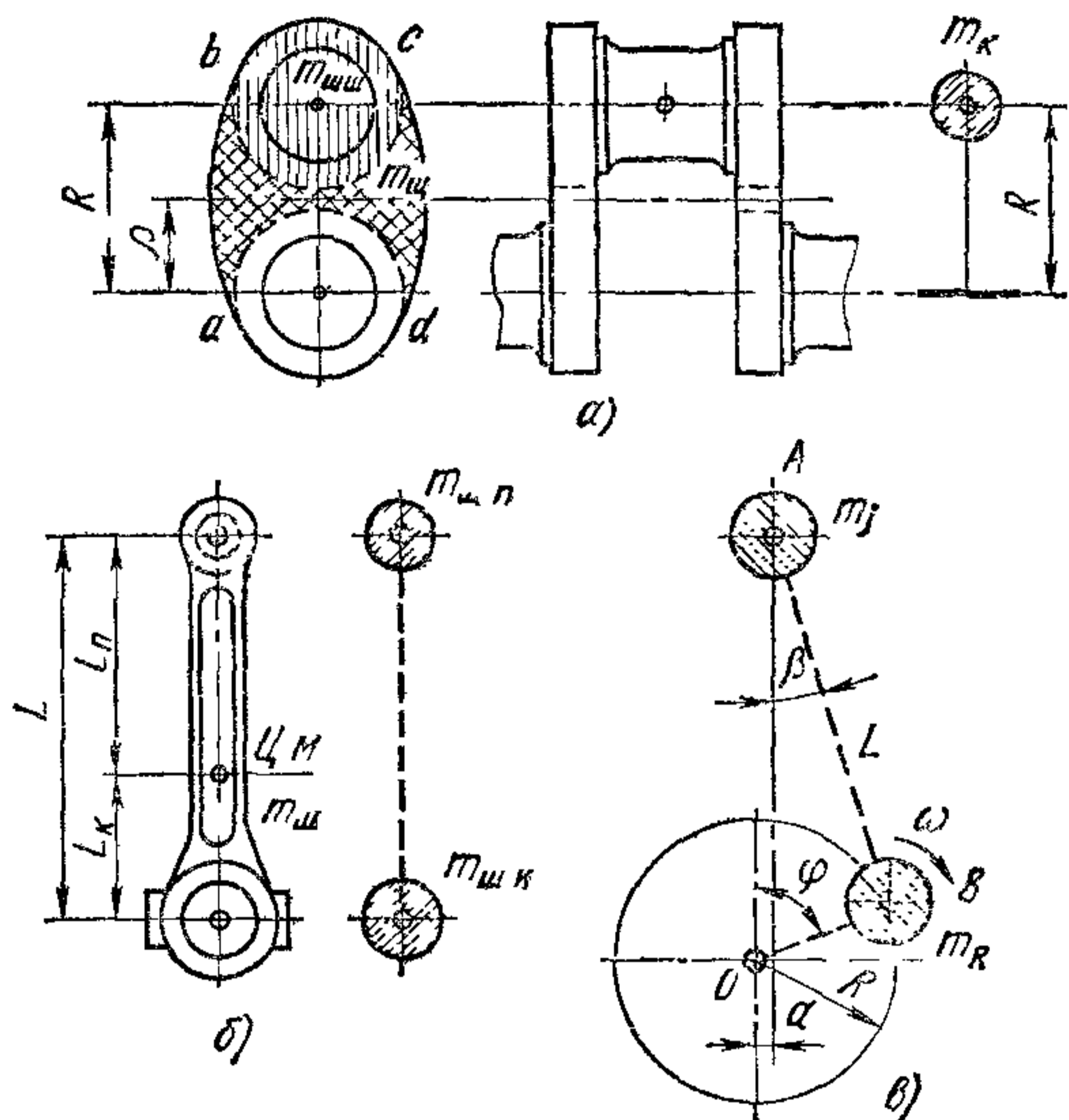


Рис. 220 Приведение системы кривошипно-шатунного механизма к двухмассовой системе

Для определения сил инерции необходимо знать массы деталей кривошипно-шатунного механизма. При этом для упрощения динамического расчета действительный кривошипный механизм динамически заменяют эквивалентной системой сосредоточенных масс. Все движущиеся детали по характеру их движения делят на три группы.

1. Детали, совершающие возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра (поршневая группа). Масса поршня с кольцами и пальцем считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и обозначается m_p .

2. Части коленчатого вала, совершающего вращательное движение. Массы этих частей заменяют массой, приведенной к радиусу кривошипа R и обозначаемой m_R ; приведение проводят с соблюдением условия равенства центробежных сил инерции действительных масс и приведенной массы.

Масса $m_{ш.ш}$ шатунной шейки с прилежащими частями щек (рис. 220, а) принимается сосредоточенной по середине оси шейки и, так как центр тяжести ее удален от оси вала на расстояние, равное R , приведения этой массы не требуется.

Массу $m_{ш}$ средней части щеки по контуру $abcd$, имеющей центр тяжести на радиусе ρ , приводят к радиусу R . Из условия равенства центробежных сил $m_{ш}\rho\omega^2 = m_{шR}R\omega^2$ имеем

$$m_{шR} = \frac{\rho}{R} m_{ш}.$$

Приведенная масса всего кривошипа

$$m_k = m_{ш.ш} + 2m_{шR} = m_{ш.ш} + 2m_{ш} \frac{\rho}{R}.$$

3. Детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение (шатунная группа). Шатун приближенно заменяют системой двух статически замещающих масс — массы $m_{ш.п}$, сосредоточенной на оси поршневого пальца, и массы $m_{ш.к}$, сосредоточенной на оси шатунной шейки вала. Массу шатуна $m_{ш}$ делят на две части (рис. 220, б): на массу, отнесенную к оси пальца поршня $m_{ш.п} = m_{ш} \times \times L_k/L$, и на массу, отнесенную к оси кривошипной головки $m_{ш.к} = = m_{ш} L_p/L$.

Для получения динамически замещающей системы должны быть соблюдены три условия:

1) неизменность массы $m_{ш.п} + m_{ш.к} = m_{ш}$;

2) неизменность положения центра масс: $m_{ш.п}L_p = m_{ш.к}L_k$;

3) неизменность момента инерции относительно центра масс.

В данном случае момент инерции замещающей системы

$$J_{пр} = m_{ш.п}L_p^2 + m_{ш.к}L_k^2 = m_{ш} \frac{L_k}{L} L_p^2 + m_{ш} \frac{L_p}{L} L_k^2 = m_{ш} L_k L_p$$

должен быть равен моменту инерции $J_{ш}$ шатуна.

Для реальных шатунов это условие не соблюдается, и $J_{пр} > J_{ш}$.

Величина

$$\Delta J = J_{пр} - J_{ш} = (0,01 \div 0,03) m_{ш} R^2 / \lambda^2.$$

В точной теории необходимо приложить к замещающей системе поправочный момент сил инерции

$$\Delta M = \varepsilon_{ш} \Delta J,$$

где

$$\varepsilon_{ш} = d\beta/dt \approx -\omega^2 \lambda \sin \varphi.$$

Поправочный момент ΔM направлен по угловому ускорению шатуна (в первой четверти в сторону вращения кривошипа). Ввиду того, что значения этого момента малы, им обычно пренебрегают и соблюдают лишь два первых условия эквивалентности.

Для большинства существующих конструкций автомобильных двигателей

$$m_{ш.п} = (0,2 \div 0,3) m_{ш} \quad \text{и} \quad m_{ш.к} = (0,8 \div 0,7) m_{ш}.$$

Таким образом, весь кривошипно-шатунный механизм (рис. 220, в) приближенно заменяют системой двух сосредоточенных масс, связанных жесткими невесомыми звеньями: массой в точке A , имеющей возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{II} + m_{ш. II},$$

и массой в точке B , совершающей вращательное движение:

$$m_R = m_K + m_{ш. K}.$$

В V-образных двигателях с коленом вала сочленяются два шатуна противоположащих цилиндров, поэтому

$$m_R = m_K + 2m_{ш. K}.$$

Величинами m_{II} и $m_{ш}$ задаются исходя из данных существующих конструкций.

Конструктивные массы m'_{II} и $m'_{ш}$, отнесенные к единице площади поршня F_{II} , приведены в табл. 25.

25. Конструктивные массы деталей кривошипно-шатунного механизма
в кг/м² (г/см²)

Двигатели	Масса поршня из алюминиевого сплава m'_{II}	Масса шатуна $m'_{ш}$
Карбюраторные ($D = 60 \div 100$ мм)	100—150 (10—15)	120—200 (12—20)
Дизели ($D = 80 \div 120$ мм)	200—300 (20—30)	250—350 (25—35)

В принятой системе, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции сводятся к двум силам: силе инерции P_j возвратно-поступательно движущихся масс и центробежной силе инерции K_R вращающихся масс.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi).$$

Эту силу инерции удобно представить в виде суммы сил инерции первого и второго порядка, изменяющихся по гармоническому закону:

$$P_{jI} = C \cos (\varphi - \Delta\varphi), \quad P_{jII} = \lambda C \cos 2\varphi,$$

где $C = -m_j R \omega^2$; $\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57,3^\circ$.

Кривые ускорений поршня $j = j(\varphi) = j_I + j_{II}$ в соответствующем масштабе и с обратным знаком являются кривыми сил инерции (см. рис. 218, б).

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в системе кривошипно-шатунного механизма проявляется в виде свободной силы, действующей вдоль оси цилиндра и переменной по величине и знаку.

Если имеется смещение a поршневого пальца относительно оси цилиндра, то сила инерции P_j направлена вдоль прямой, проходя-

щей через общий центр масс m_{II} и m_{III} между осью цилиндра и осью поршневого пальца. Указанное смещение практически очень мало и при динамических расчетах им можно пренебречь. В то же время сила давления газов (всегда действующая вдоль оси цилиндра) создает момент aP_r относительно оси поршневого пальца. Под действием этого момента благоприятно изменяется распределение нагрузки на стенку поршня и устраняется зазор между поршнем и цилиндром.

Для наглядности определения величины и направления сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс целесообразно пользоваться методом вращающихся векторов.

Сила P_{jI} определяется как проекция на ось цилиндра вектора $C = -m_j R \omega^2$, вращающегося с угловой скоростью ω коленчатого вала.

Сила P_{jII} находится аналогично, как проекция на ось цилиндра вектора $\lambda C = -m_j R \omega^2 \lambda$, вращающегося с угловой скоростью 2ω .

Центробежная сила вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма

$$K_R = -m_R R \omega^2$$

все время направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру B шатунной шейки кривошипа. Силу K_R можно перенести по линии ее действия в центр O вала и разложить на две составляющие по координатным осям:

$$K_{R_x} = -m_R R \omega^2 \cos \varphi \quad \text{и} \quad K_{R_y} = -m_R R \omega^2 \sin \varphi.$$

Рассмотрим подробнее действие сил давления газов на поршень и сил инерции движущихся масс. Исходной силой является суммарная сила P , действующая на поршень:

$$P = P_r + P_j.$$

Из рассмотрения кривой суммарной силы $P = P(\varphi)$ (см. рис. 218, а) видно, что силы инерции в конце хода сжатия и в начале рабочего хода уменьшают усилия, действующие на поршень от давления газа.

Сила P , действующая вдоль оси цилиндра (рис. 221), может быть разложена на две составляющие:

боковую силу N , перпендикулярную к оси цилиндра:

$$N = P \operatorname{tg} \beta \approx P \lambda (\sin \varphi - k), \quad (263)$$

и силу S , направленную вдоль оси шатуна:

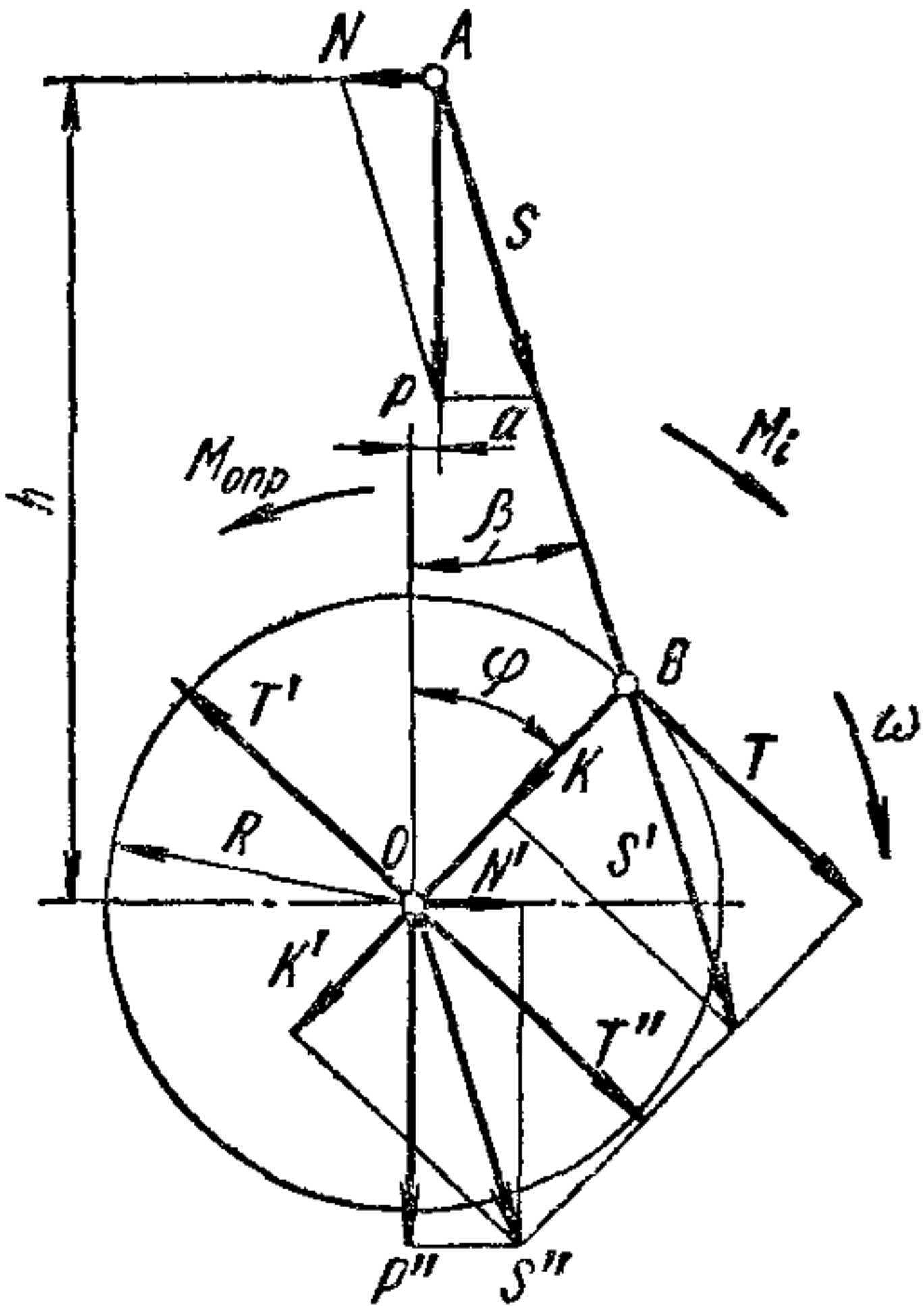
$$S = P \frac{1}{\cos \beta} \approx P \left[1 + \frac{\lambda^2}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Приближенные выражения, как и выше, справедливы с точностью до членов второго порядка малости λ^2 и $k\lambda$ включительно. (Погреш-

ность этих выражений составляет не более 2%). Величина $k\lambda$ обычно очень мала и в практических расчетах ею можно пренебречь.

Из формулы (263) видно, что смещение оси цилиндра при $k = (a/R) > 0$ несколько уменьшает нормальную силу N в такте расширения.

Силу S можно перенести по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа ($S' = S$) и разложить на две составляющие: нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа:



$$K = S \cos(\varphi + \beta) = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \approx$$

$$\approx P \left[\cos \varphi - \frac{\lambda}{2} (1 - \cos 2\varphi) + k\lambda \sin \varphi \right],$$

и тангенциальную силу T , касательную к окружности радиуса кривошипа:

$$T = S \sin(\varphi + \beta) = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \approx$$

$$\approx P \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right).$$

Рис. 221. Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

добавляя присоединенную пару сил (T, T') с моментом $M_{кр}$, называемым крутящим моментом.

Крутящий момент

$$M_{кр} = TR = PR \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \approx PR \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right),$$

передается через коленчатый вал к маховику и трансмиссии.

Силы K' и T'' могут быть сложены, их равнодействующая S'' , равная силе S , действующей вдоль шатуна, нагружает коренные подшипники вала. Сила S'' может быть разложена на две составляющие: N' , перпендикулярную к оси цилиндра, и $P'' = P'_r + P'_j$, действующую параллельно оси цилиндра.

Силы N' и N , а также силы P'_r и P''_r (см. рис. 219) образуют две пары сил, сумма моментов которых называется опрокидывающим моментом $M_{опр}$, действующим на неподвижные части кривошипно-шатунного механизма. Момент $M_{опр}$ направлен против крутящего момента и в соответствии с условием равновесия подвижных деталей механизма в целом по величине равен сумме крутящего момента и момента присоединенной пары, добавляемой при переносе силы инерции $P'_j = P_j = -m_j j$ на ось вращения кривошипа. Дей-

ствительно, как видно на рис. 221:

$$M_{\text{опр}} = Nh + P_r a = P \operatorname{tg} \beta (L \cos \beta + R \cos \varphi) + (P - P_j) a = \\ = PR \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} - P_j a = M_i - P_j a.$$

Кроме опрокидывающего момента на неподвижные части кривошипно-шатунного механизма действуют постоянная сила тяжести, переменная по величине и знаку сила инерции $P_j'' = P_j$ и центробежная сила инерции K_R . Указанные силы уравновешиваются реакциями опор и частично — внутренними усилиями между отдельными механизмами и деталями двигателя.

Направления всех сил и моментов, показанные на рис. 221, принимаются за положительные.

Вычислив силы N , K и T для ряда значений угла φ , строят кривые (см. рис. 218, $e-d$). Кривая тангенциальных сил T (рис. 218, d) одновременно является кривой крутящего момента M_i одного цилиндра в другом масштабе.

Далее определяют усилия, действующие на шатунные и коренные подшипники коленчатого вала. Результирующую силу $R_{\text{ш.ш.}}$, приложенную к шатунной шейке кривошипа, падают сложением силы S , действующей по оси шатуна, с центробежной силой $K_{R_{\text{ш}}} =$

$= -m_{\text{ш.к}} R \omega^2$, возникающей вследствие вращения части массы шатуна. Построение производят в виде полярной диаграммы вектора силы $R_{\text{ш.ш.}}$, ориентированной относительно кривошипа коленчатого вала, принимаемого неподвижным. Сначала строят полярную диаграмму силы S , откладывая в прямоугольных координатах с полюсом O (рис. 222) ее составляющие K и T для различных углов φ поворота кривошипа и получая соответствующие им точки конца вектора S . Полученные точки φ_1 , φ_2 и т. д. последовательно в порядке углов соединяют плавной кривой, которая является полярной диаграммой силы S с полюсом в точке O .

Для получения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку достаточно переместить на полученной полярной диаграмме силы S полюс O по вертикали на величину вектора $K_{R_{\text{ш}}}$ в точку $O_{\text{ш}}$ и соединить точки φ_1 , φ_2 и т. д. Такая диаграмма, построенная по точкам через 30° угла поворота вала для быстроходного четырехтактного карбюраторного двигателя, изображена на рис. 223, a . Проекция на вертикаль любого вектора полярной диаграммы дает значе-

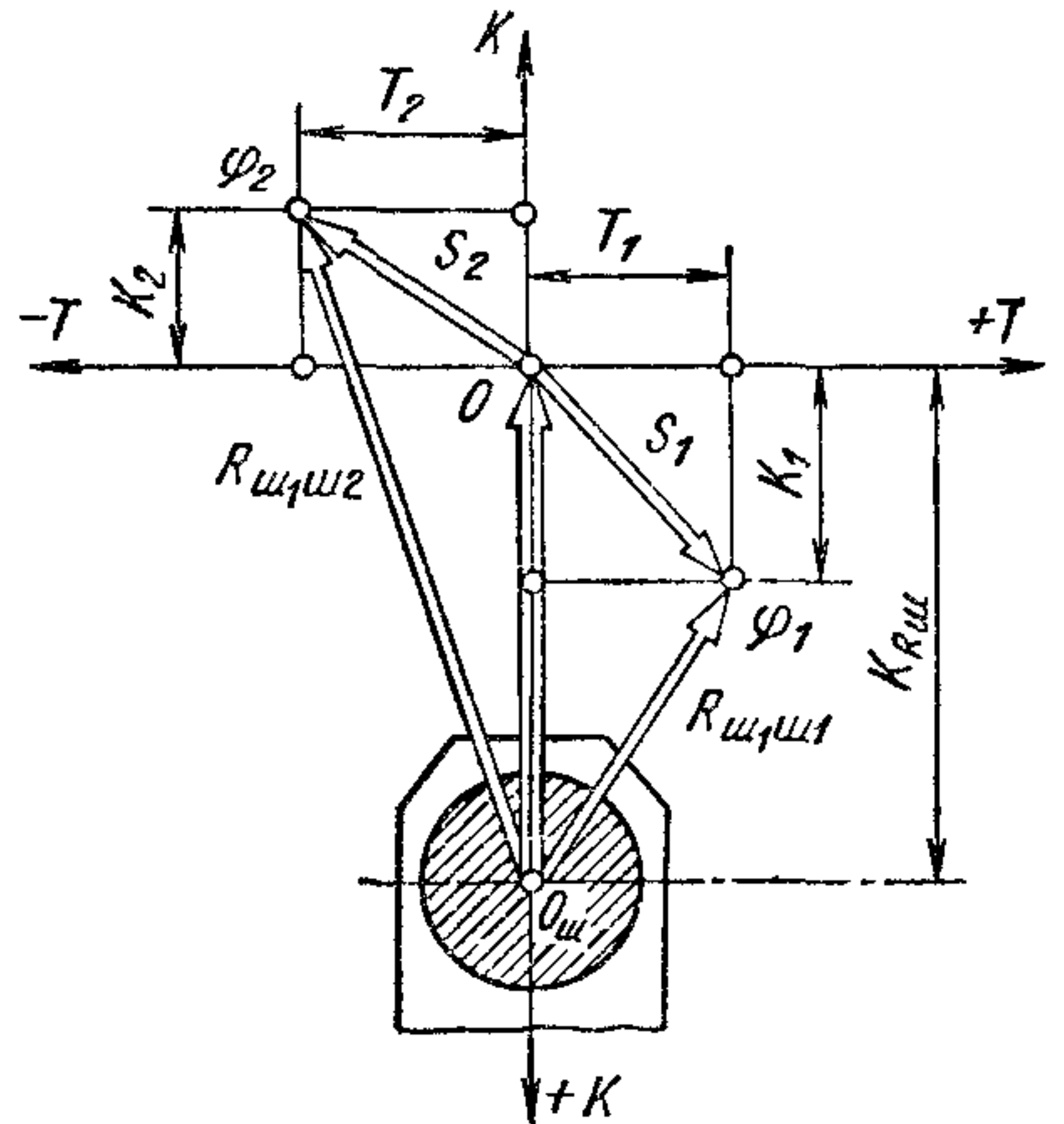


Рис. 222. Схема построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку (построение точек диаграммы $\varphi = \varphi_1$ и $\varphi = \varphi_2$)

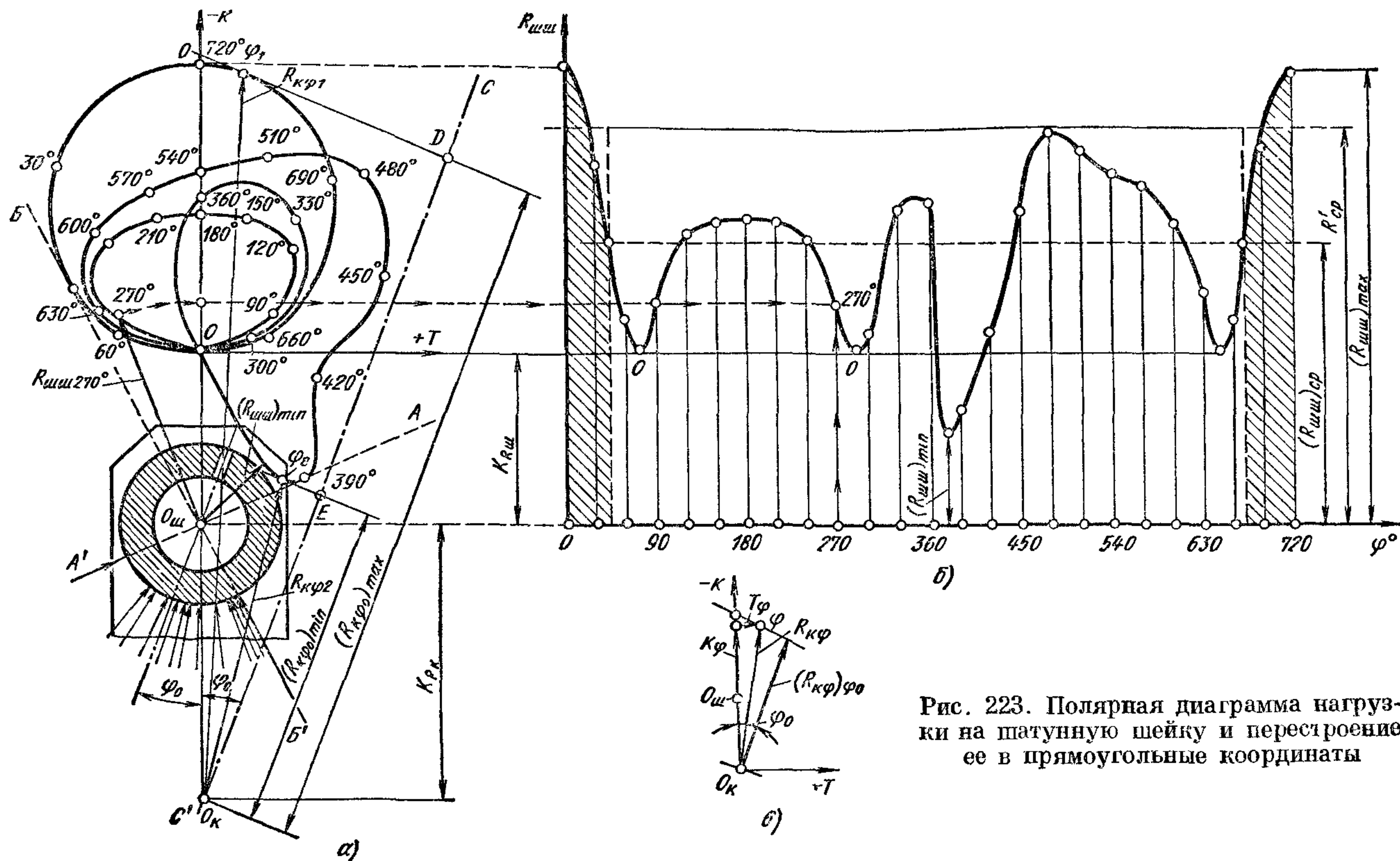


Рис. 223. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку и перестроение ее в прямоугольные координаты

ние нормальной силы $K_{ш.ш} = K + K_{R_{ш}}$, действующей на шатунную шейку и направленную по радиусу кривошипа.

Полярная диаграмма, перестроенная в прямоугольные координаты φ и $R_{ш.ш}$ (рис. 223, б), позволяет определить среднее значение $(R_{ш.ш})_{ср}$, а следовательно, и среднюю удельную нагрузку на подшипник, отнесенную к единице площади его диаметральной проекции:

$$k = \frac{(R_{ш.ш})_{ср}}{d_{ш.ш} l'_{ш.ш}},$$

где $d_{ш.ш}$ — диаметр шатунной шейки; $l'_{ш.ш}$ — рабочая ширина вкладыша.

Пользуясь полярной диаграммой, можно построить так называемую диаграмму износа шейки (рис. 224), дающую условное представление о характере износа в предположении,

что износ пропорционален усилиям, действующим на шейку и происходит в секторе $\pm 60^\circ$ от мгновенного направления силы S . Для построения диаграммы под углом 60° к направлению каждого усилия (рис. 224, а) в обе стороны проводят кольцевые полоски, высота которых пропорциональна соответствующему усилию $R_{ш.ш}$. Суммарная площадь

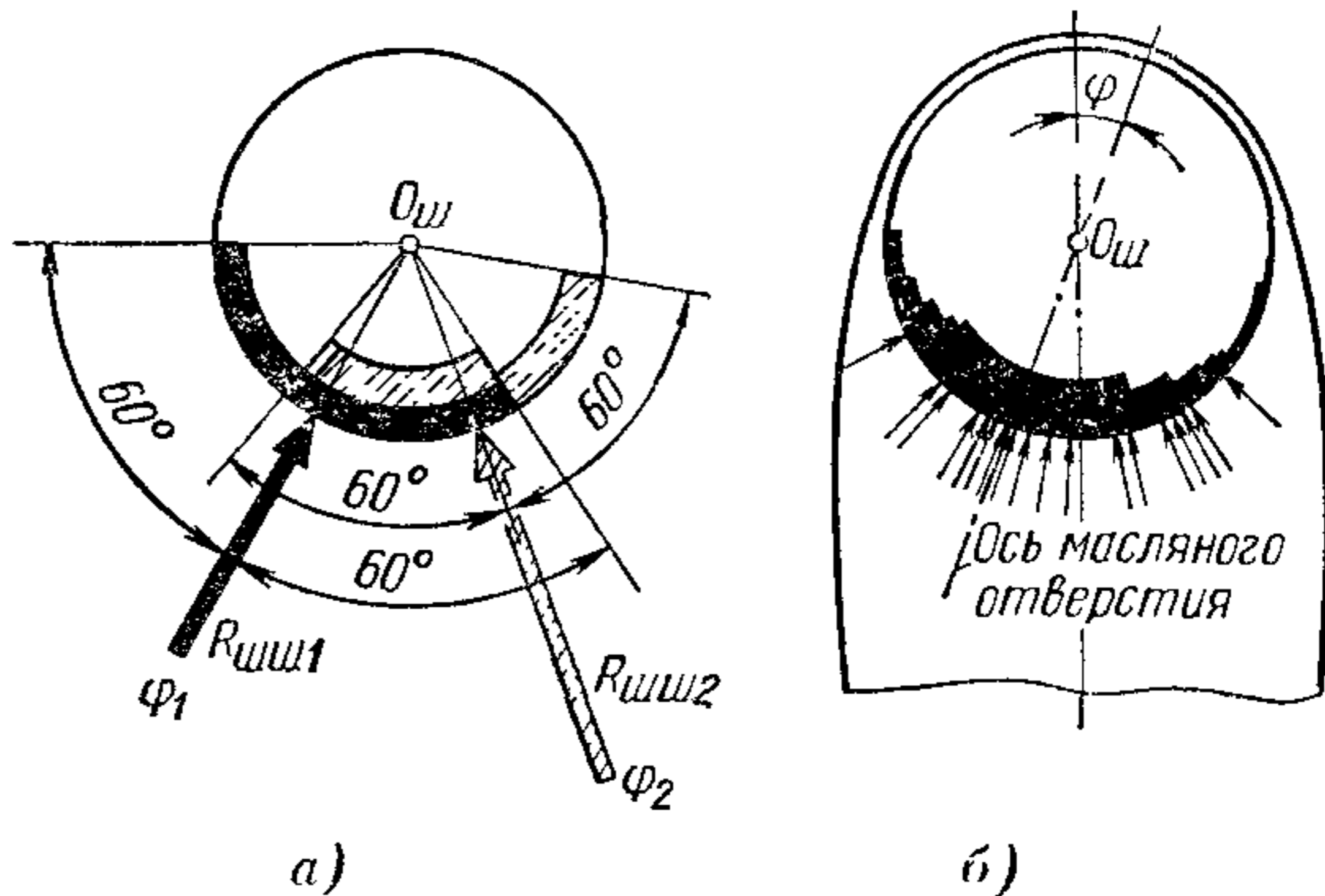


Рис. 224 Построение диаграммы износа шатунной шейки

этих полосок в итоге представляет собой условную диаграмму износа (рис. 224, б). На диаграмме износа шейки видна зона наименьших давлений на нее. В этом месте шейки должно выводиться отверстие для подвода масла к подшипнику.

Пользуясь полярной диаграммой нагрузки на шатунную шейку, можно найти результирующую силу R_R , действующую на колено вала и избегающую шатунную шейку. Для этого по вертикали от полюса $O_{ш}$ (см. рис. 223, а) вниз откладывают центробежную силу $K_{R_K} = -m_K R \omega^2$ и находят новый полюс O_K . При этом диаграмма превращается в полярную диаграмму результирующей силы, действующей на колено:

$$\vec{R}_K = \vec{R}_{ш.ш} + \vec{K}_{R_K}.$$

Через полюс O_K проводят линию CC' под углом φ_0 (параллельно диаметру шейки, проходящему через масляное отверстие). Два перпендикуляра к линии CC' , касательные к крайним точкам φ_1 и φ_2 полярной диаграммы, отсекают два отрезка $O_K D$ и $O_K E$. Эти отрезки соответственно для углов φ_1 и φ_2 поворота вала изображают в масштабе сил максимальную и минимальную пресекции $(R_R \varphi_0)_{max}$ и

$(R_{\kappa\varphi_0})_{\min}$ результирующих сил $R_{\kappa\varphi_1}$ и $R_{\kappa\varphi_2}$ на линию CC' и равных (см. рис. 223, в):

$$(R_{\kappa\varphi_0})_{\max} = K_{\varphi_1} \cos \varphi_0 + T_{\varphi_1} \sin \varphi_0;$$

$$(R_{\kappa\varphi_0})_{\min} = K_{\varphi_2} \cos \varphi_0 + T_{\varphi_2} \sin \varphi_0.$$

Значения $(R_{\kappa\varphi_0})_{\max}$ и $(R_{\kappa\varphi_0})_{\min}$ используются при расчете шатунной шейки на изгиб.

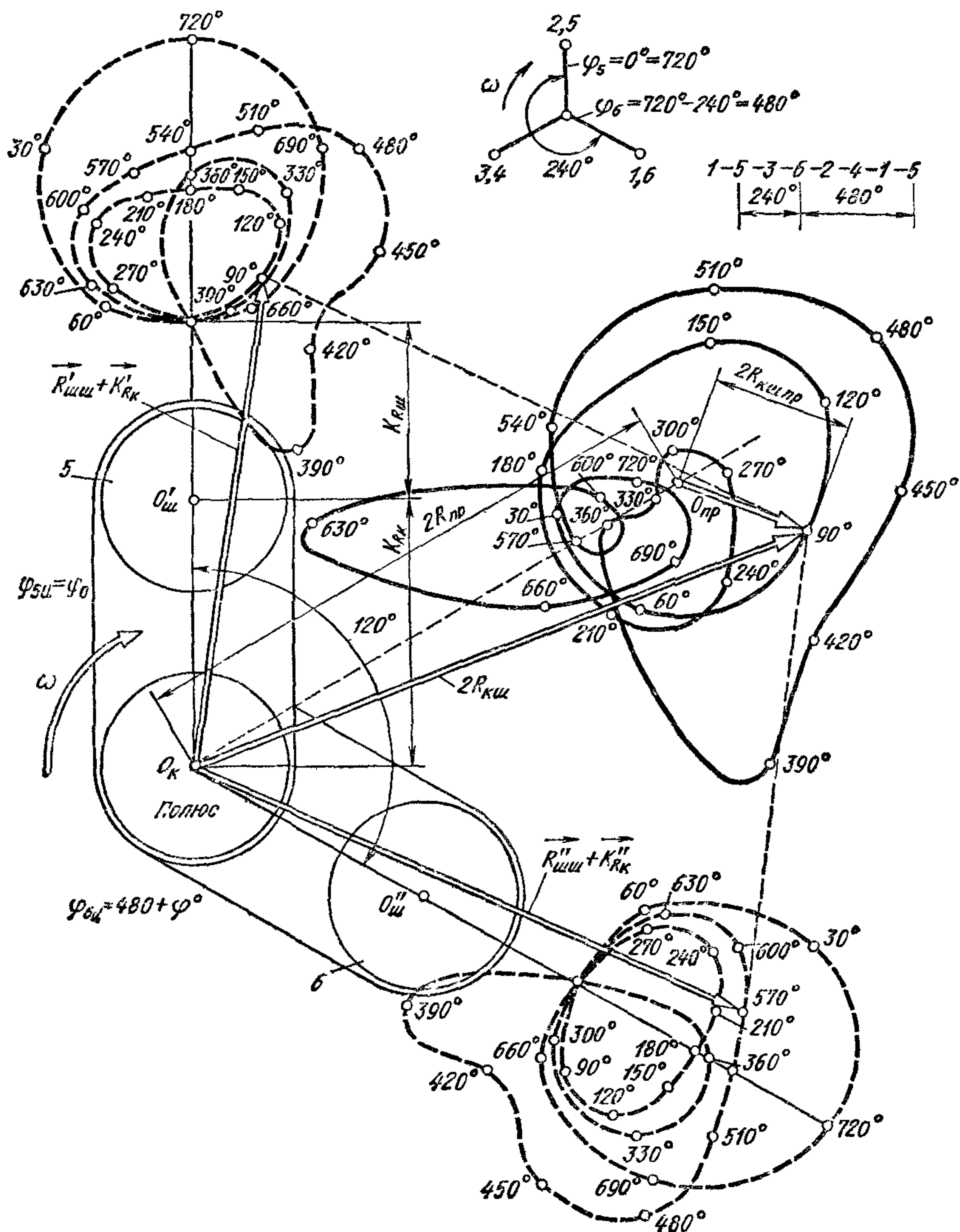


Рис. 225. Построение полярной диаграммы силы воздействия шестой коренной шейки на опору в однорядном шестицилиндровом четырехтактном карбюраторном двигателе с порядком работы цилиндров 1—5—3—6—2—4:

1—6 — номера цилиндров

Результирующую силу $R_{к.ш}$ воздействия коренной шейки полноопорного вала на коренной подшипник, ориентированную по валу, находят векторным сложением сил, передающихся от двух смежных колен (рис. 225). Условно считают, что от каждого колена передается половина усилия $R_{ш ш}$, действующего на шатунную шейку, и половина центробежной силы K_{R_k} . Тогда

$$\vec{R}_{к.ш} = 0,5\vec{R}'_{ш ш} + 0,5\vec{K}'_{R_k} + 0,5\vec{R}''_{ш ш} + 0,5\vec{K}''_{R_k} = 0,5(\vec{R}'_k + \vec{R}''_k).$$

Полярная диаграмма сил $R_{к.ш}$ может быть построена графически с использованием для этого двух полярных диаграмм нагрузки на шатунную шейку.

Первую диаграмму ориентируют относительно одного колена, вторую — относительно другого; при этом полюса обеих диаграмм совмещают в одной точке (см. рис. 225) и складывают попарно векторы одной и другой диаграмм, одновременно действующих на колено вала с учетом порядка работы цилиндров. Каждый из полученных результирующих векторов представляет собой удвоенную силу на коренной шейке при данном угле поворота вала.

Соединив концы векторов $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \dots$ плавной кривой, получают полярную диаграмму сил, передающихся коренной шейкой опоре.

Полярную диаграмму нагрузки на коренную шейку, вызванной реакцией подшипника, получают поворотом диаграммы (см. рис. 225) относительно неподвижного вала на 180° . Эту диаграмму используют для построения соответствующей диаграммы износа.

Кривую суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя $M_i = M_i(\varphi)$ строят путем графического суммирования кривых крутящих моментов M_i для отдельных цилиндров. При этом кривые для отдельных цилиндров должны быть сдвинуты одна относительно другой на угол θ , соответствующий интервалу между рабочими ходами в отдельных цилиндрах. Для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами $\theta = 720^\circ/i$, где i — число цилиндров двигателя (для двухтактных двигателей $\theta = 360^\circ/i$).

Суммарный крутящий момент периодически изменяется с периодом, равным θ . Построение участка кривой суммарного крутящего момента ΣM_i , соответствующего углу θ , для четырехцилиндрового

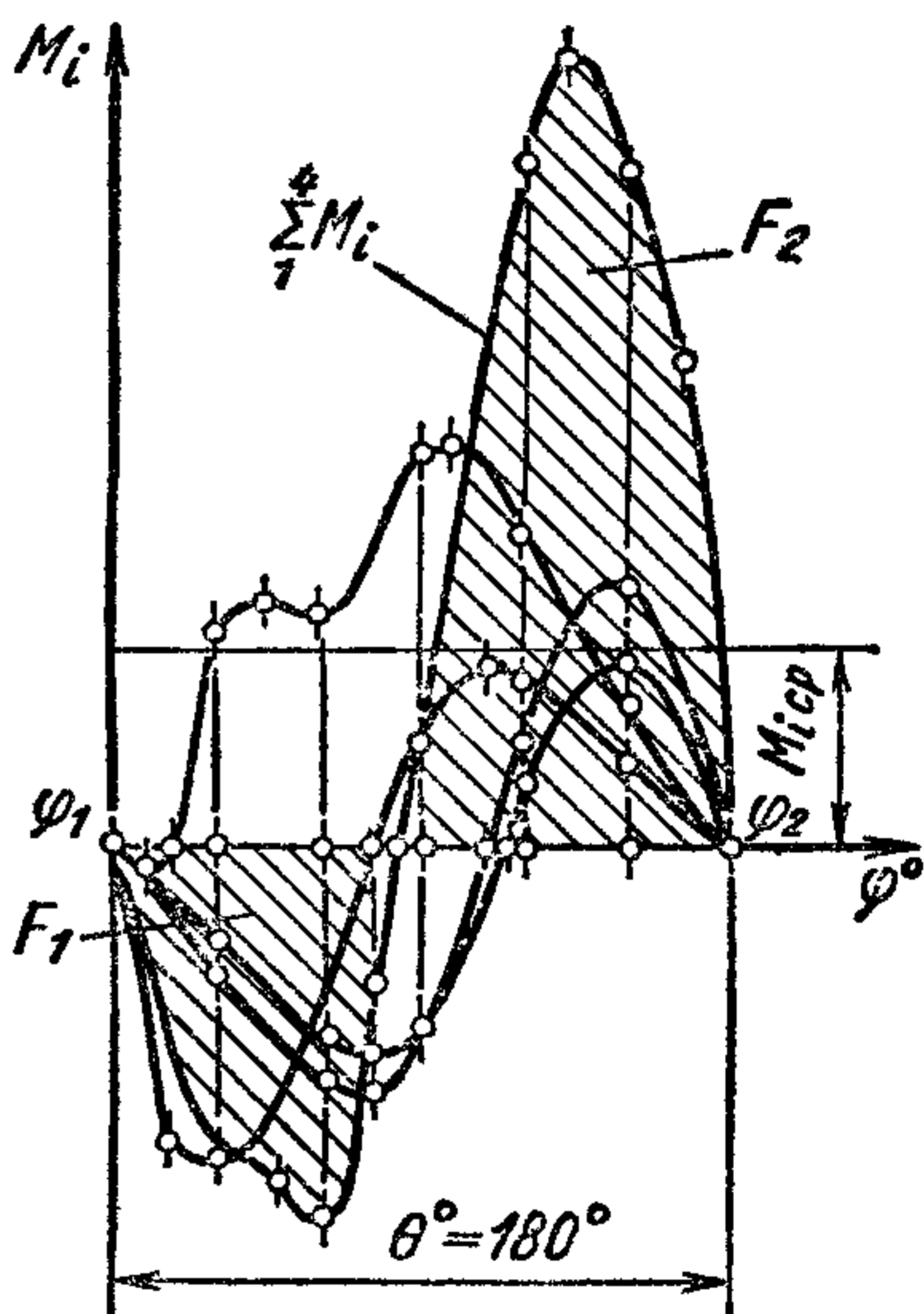


Рис. 226. Построение кривой суммарного крутящего момента для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя

четырёхтактного двигателя показано на рис. 226. При этом использована кривая крутящего момента для одного цилиндра (рис. 218, *б*). Среднее значение суммарного крутящего момента двигателя

$$(M_z)_{\text{ср}} = \frac{1}{\theta} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sum M_z d\varphi = \frac{F_2 - F_1}{\theta},$$

где F_1 и F_2 — положительная и отрицательная площади диаграммы.

Ввиду того, что при построении диаграммы крутящего момента двигателя не учитывались затраты на трение и на приведение в движение вспомогательных механизмов, действительный эффективный крутящий момент M_e , снимаемый с вала, меньше полученного среднего суммарного крутящего момента:

$$M_e = (M_z)_{\text{ср}} \eta_m.$$

Момент $(M_z)_{\text{ср}}$ представляет собой средний индикаторный момент двигателя; он изменяется пропорционально работе газов за цикл, так как работа сил инерции за каждый оборот коленчатого вала двигателя равна нулю.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ И НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Уравновешивание двигателей

Двигатель называется уравновешенным, если во время установившегося режима работы на его опоры передаются постоянные по величине и направлению усилия.

У неуравновешенного двигателя давление на опоры непрерывно изменяется и вызывает вибрацию подmotorной рамы и автомобиля в целом, что сопровождается ослаблением болтовых соединений, перегрузкой отдельных деталей, увеличением их износа и другими нежелательными явлениями.

Первой причиной неуравновешенности поршневого двигателя является наличие периодически изменяющихся по величине и по знаку сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P , и непрерывно меняющихся направление центробежных сил вращающихся масс K_R . В многоцилиндровом двигателе силы P и K_R отдельных цилиндров частично уравновешиваются, но в совокупности могут вызвать появление неуравновешенных свободных сил инерции и моментов от них.

Второй причиной неуравновешенности двигателя является неравномерность (переменность) суммарного крутящего момента ΣM , и противоположно направленного опрокидывающего момента $M_{\text{опр}}$. Аналогично действует и поправочный момент $\Delta M = \delta_{\text{ш}} \Delta J$. Суммарный крутящий момент является периодической функцией угла поворота коленчатого вала, поэтому возможно меньшее изменение реакций опор достигается увеличением числа цилиндров и соблюдением равенства интервалов между рабочими ходами, что обеспечивает большую равномерность суммарного крутящего момента.

Полностью уравновешенным поршневой двигатель быть не может, так как неизбежная неравномерность крутящего момента всегда вызывает периодическое изменение нагрузки на опоры. Поэтому, говоря об уравновешенности двигателя, обычно имеют в виду соблюдение допустимой степени неуравновешенности в результате принятых конструктивных или производственных мероприятий, способствующих устранению в той или иной мере причин, вызывающих неуравновешенность.

Практически уравновешивание двигателя осуществляют путем соответствующего выбора числа и расположения цилиндров, размещения колен вала, а также установки противовесов. При этом для суждения об уравновешенности обычно ограничиваются рассмотре-

нием сил инерции и их моментов первых двух порядков и без учета возможного смещения осей цилиндров ($a = kR = 0$).

Для получения конструктивно предусмотренной уравновешенности двигателя ряд требований предъявляется также к производству отдельных деталей двигателя в отношении соблюдения допусков на массы и размеры.

Установление этих допусков обусловливается необходимостью выполнения в большей или меньшей степени условий:

- 1) равенства масс поршневых групп;
- 2) равенства масс шатунов и одинакового расположения их центров тяжести;
- 3) динамической уравновешенности коленчатого вала, достигаемой его балансировкой.

Уравновешивания сил инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма двигателя достигают таким размещением вращающихся масс кривошипов или масс противовесов, при котором соблюдаются два условия:

- 1) центр тяжести приведенной системы вала находится на оси вращения;
- 2) сумма моментов центробежных сил инерции вращающихся масс относительно любой точки оси вала равняется нулю.

Соблюдение первого условия обуславливает так называемую статическую уравновешенность, так как уравновешенность в этом случае проверяют путем статической балансировки вала на призмах. Аналитически это условие уравновешенности выражается равенством нулю результирующей всех центробежных сил инерции.

Выполнение второго условия (при одновременном соблюдении первого) обеспечивает так называемую динамическую уравновешенность, которую проверяют при вращении вала на балансировочном станке.

Выполнение обоих условий уравновешенности соответствует вращению вала вокруг его главной центральной оси инерции.

В одноколенном валу сумма центробежных сил, развиваемых двумя противовесами, должна быть равна и противоположна по направлению центробежной силе K_R (рис. 227, а):

$$2K_{\text{пр}} = K_R \quad \text{или} \quad 2m_{\text{пр}}\rho\omega^2 = m_R R\omega^2.$$

Следовательно, масса каждого противовеса

$$m_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \frac{R}{\rho} m_R.$$

В двухколенном валу момент, создаваемый центробежными силами двух противовесов, должен уравновесить момент, создаваемый центробежными силами, возникающими при вращении двух колен (рис. 227, б):

$$K_{\text{пр}} b = K_R a \quad \text{или} \quad m_{\text{пр}}\rho\omega^2 b = m_R R\omega^2 a.$$

Таким образом:

$$m_{\text{пр}} = \frac{a}{b} (R/\rho) m_R.$$

Многоколенные симметричные валы многоцилиндровых двигателей обычно уравнивают в целом без установки противовесов. Несмотря на это, их часто снабжают противовесами, чтобы уменьшить моменты, изгибающие вал, и разгрузить его коренные подшипники. Противовесы способствуют, кроме того, более равномерному распределению давления по окружности коренной шейки.

В случае установки противовесов на продолжении щек каждого колена (рис. 227) на полярной диаграмме условной нагрузки на коренную шейку необходимо переместить полюс O_K диаграммы (рис. 228)

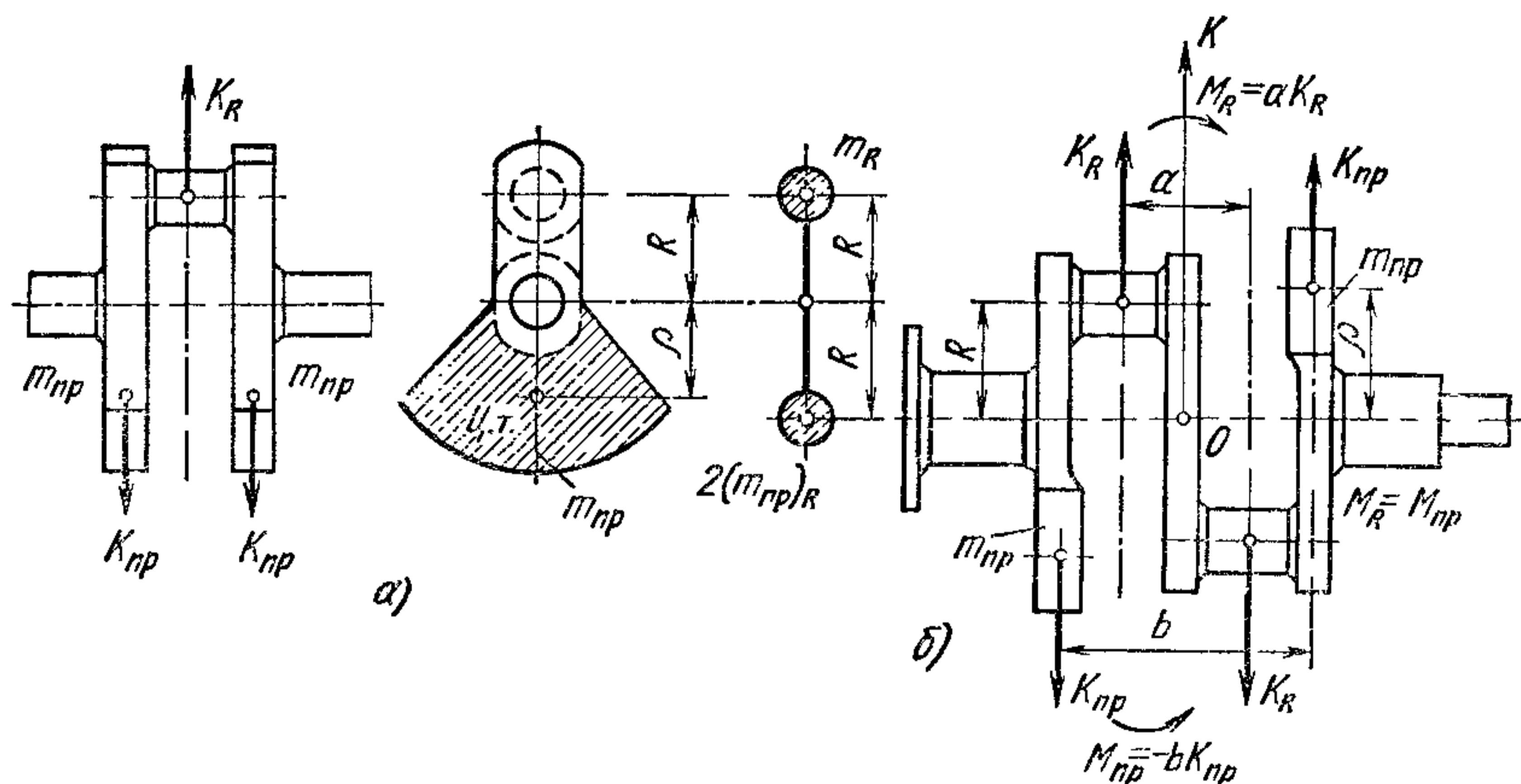


Рис 227. Уравнивание коленчатых валов.

а — одноколенного, б — двухколенного

в точку $O_{пр}$ по биссектрисе угла между коленами в направлении полярной диаграммы на величину $\vec{R}_{пр} = \vec{K}'_{пр} + \vec{K}''_{пр}$. Если построение ведется в масштабе полярных диаграмм для шатунных шеек, то вместо $\vec{R}_{пр}$ откладывают $2\vec{R}_{пр}$.

В многоколенных несимметричных валах динамическое уравнивание возможно только при установке противовесов. Если размещение противовесов на продолжении каждой шейки нецелесообразно или затруднительно, то продольный момент M_R уравнивают комбинированной установкой меньшего числа противовесов, но с условием, что $M_{пр} = M_R$, лежащего с ним в одной плоскости.

Ниже рассматриваются способы уравнивания двигателей различных видов.

Одноцилиндровый двигатель. В таком двигателе сумма центробежных сил уравнивается противовесами, устанавливаемыми на продолжении шеек колена; силы же инерции первого P_{jI} и второго P_{jII} порядка могут быть уравниваемы только с помощью системы добавочных противовесов (рис. 229).

Для уравнивания силы инерции P_{jI} на двух валиках: A и A' , параллельных оси коленчатого вала, симметрично расположенных по обеим сторонам в картере двигателя и вращающихся в раз-

ные стороны с частотой вращения, равной частоте вращения коленчатого вала, устанавливают по одному противовесу в плоскости, проходящей через ось цилиндра и перпендикулярной к оси вала. Противовесы размещены так, что они при вращении всегда составляют с вертикалью угол φ , равный углу поворота колена вала. (В двигателе со смещенным кривошипно-шатунным механизмом этот угол

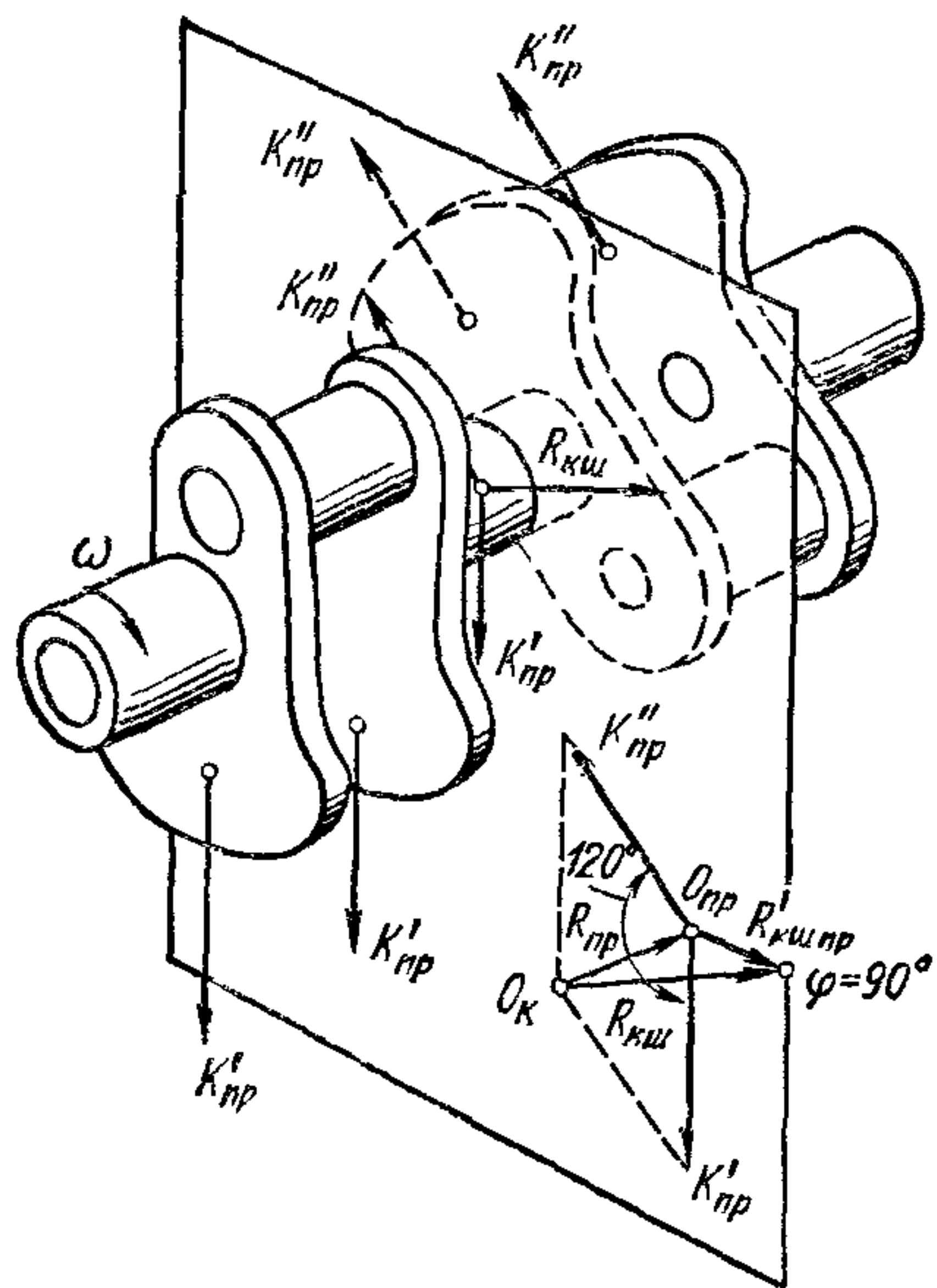


Рис. 228. Разгрузка коренной шейки вала путем установки противовесов

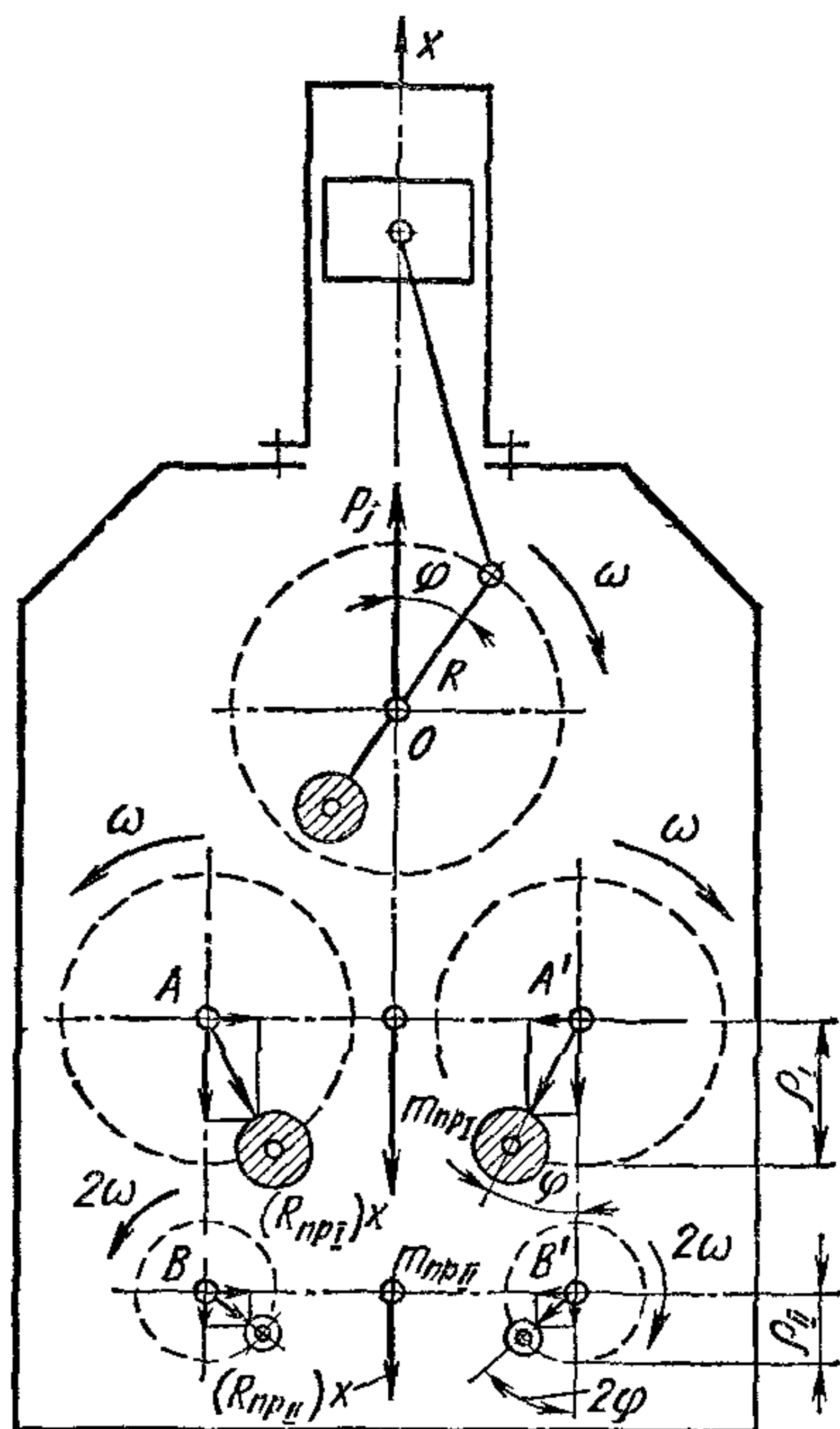


Рис. 229. Уравновешивание сил инерции в одноцилиндровом двигателе системой противовесов, вращающихся в плоскости вращения кривошипа

должен быть равен $\varphi - \Delta\varphi = \varphi - k\lambda \cdot 57,3^\circ$). При этом горизонтальные составляющие центробежных сил инерции этих противовесов равны по величине и направлены в разные стороны и, следовательно, взаимно уравновешены.

Равнодействующая вертикальных составляющих центробежных сил инерции противовесов расположена на оси цилиндра и направлена в сторону, противоположную силе инерции. Эта равнодействующая

$$2(R_{пр I})_a = 2K_{пр I} \cos \varphi = 2m_{пр I} \rho^I \omega^2 \cos \varphi.$$

Если массу каждого противовеса подобрать из условия $2m_{пр} \rho_I = m_j R$, т. е. $m_{пр} = \frac{1}{2} \frac{R}{\rho_I} m_j$, то равнодействующая вертикальных

составляющих центробежных сил инерции добавочных противовесов будет уравновешивать силу инерции первого порядка.

Для уравновешивания силы инерции второго порядка устанавливают по одному противовесу на двух других валиках B и B' , расположенных аналогично первым, но вращающихся с удвоенной угловой скоростью коленчатого вала. Противовесы установлены так, что при вращении всегда составляют с вертикалью угол 2φ , равный удвоенному углу поворота колена вала. Горизонтальные составляющие центробежных сил инерции противовесов взаимно уравновешиваются. Результирующая их вертикальных составляющих

$$2(R_{\text{пр II}})_x = 2K_{\text{пр II}} \cos 2\varphi = 2m_{\text{пр II}} r_{\text{II}} (2\omega)^2 \cos 2\varphi$$

уравновешивает силу инерции второго порядка, если масса каждого добавочного противовеса выбрана из условия

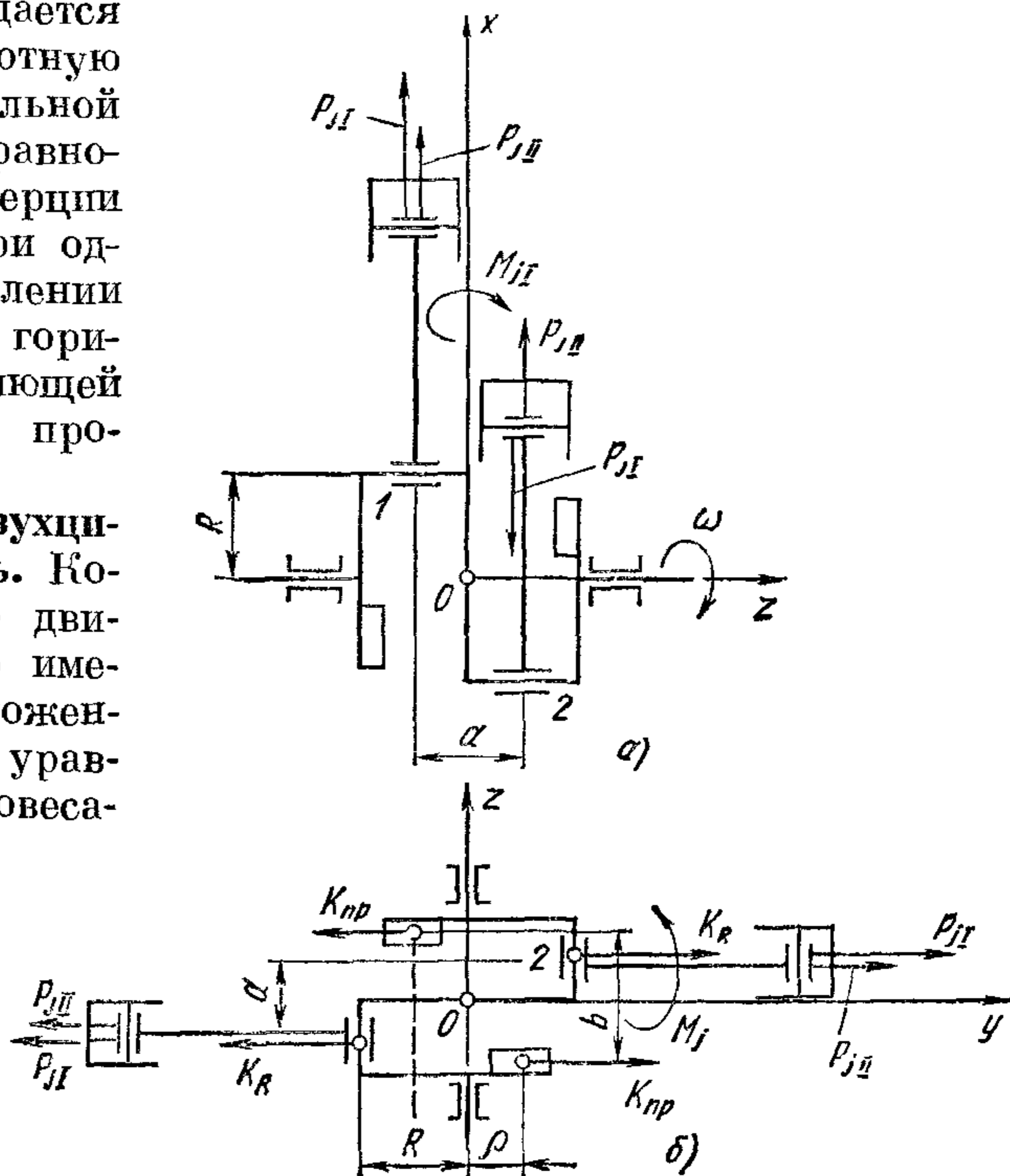
$$2m_{\text{пр II}} r_{\text{II}} (2\omega)^2 = m_j \lambda R \omega^2, \quad \text{т. е.} \quad m_{\text{пр II}} = \frac{1}{8} \lambda \frac{R}{r_{\text{II}}} m_j.$$

Подобное уравновешивание одноцилиндровых двигателей осуществляют лишь на специальных испытательных установках, предназначенных для проведения исследовательских работ. В большинстве одноцилиндровых двигателей ограничиваются размещением на продолжении щек колена вала противовеса с увеличенной массой ($m_{\text{пр}} + \Delta m_{\text{пр}}$). В результате этого так называемого избыточного уравновешивания удается уменьшить абсолютную величину вертикальной составляющей неуравновешенной силы инерции первого порядка (при одновременном появлении неуравновешенной горизонтальной составляющей центробежной силы противовесов).

Однорядный двухцилиндровый двигатель. Коленчатый вал этого двигателя (рис. 230, а) имеет колена, расположенные под углом 180° , уравновешенные противовесами.

Рис. 230. Схемы коленчатых валов двухцилиндровых двигателей:

а — однорядных; б — с противоположно расположенными цилиндрами



Силы инерции первого порядка для первого и второго цилиндров уравниваются:

$$P_{jI1} = C \cos \varphi, \quad C = -m_j R \omega^2,$$

$$P_{jI2} = C \cos (180^\circ + \varphi) = -C \cos \varphi.$$

Однако они дают неуравновешенную силу с моментом $M_{jI} = aC \cos \varphi$, действующую в плоскости осей цилиндров.

Силы инерции второго порядка для первого и второго цилиндров $P_{jII1} = \lambda C \cos 2\varphi$; $P_{jII2} = \lambda C \cos 2(180^\circ + \varphi) = \lambda C \cos 2\varphi$ равны, одинаково направлены и имеют равнодействующую

$$\Sigma P_{jII} = 2\lambda C \cos 2\varphi.$$

Момент от сил инерции второго порядка $M_{jII} = 0$.

Двухцилиндровый четырехтактный двигатель с противоположащими цилиндрами. В таком двигателе применяется двухколенный вал с углом между коленами 180° , уравновешенный противовесами (рис. 230, б).

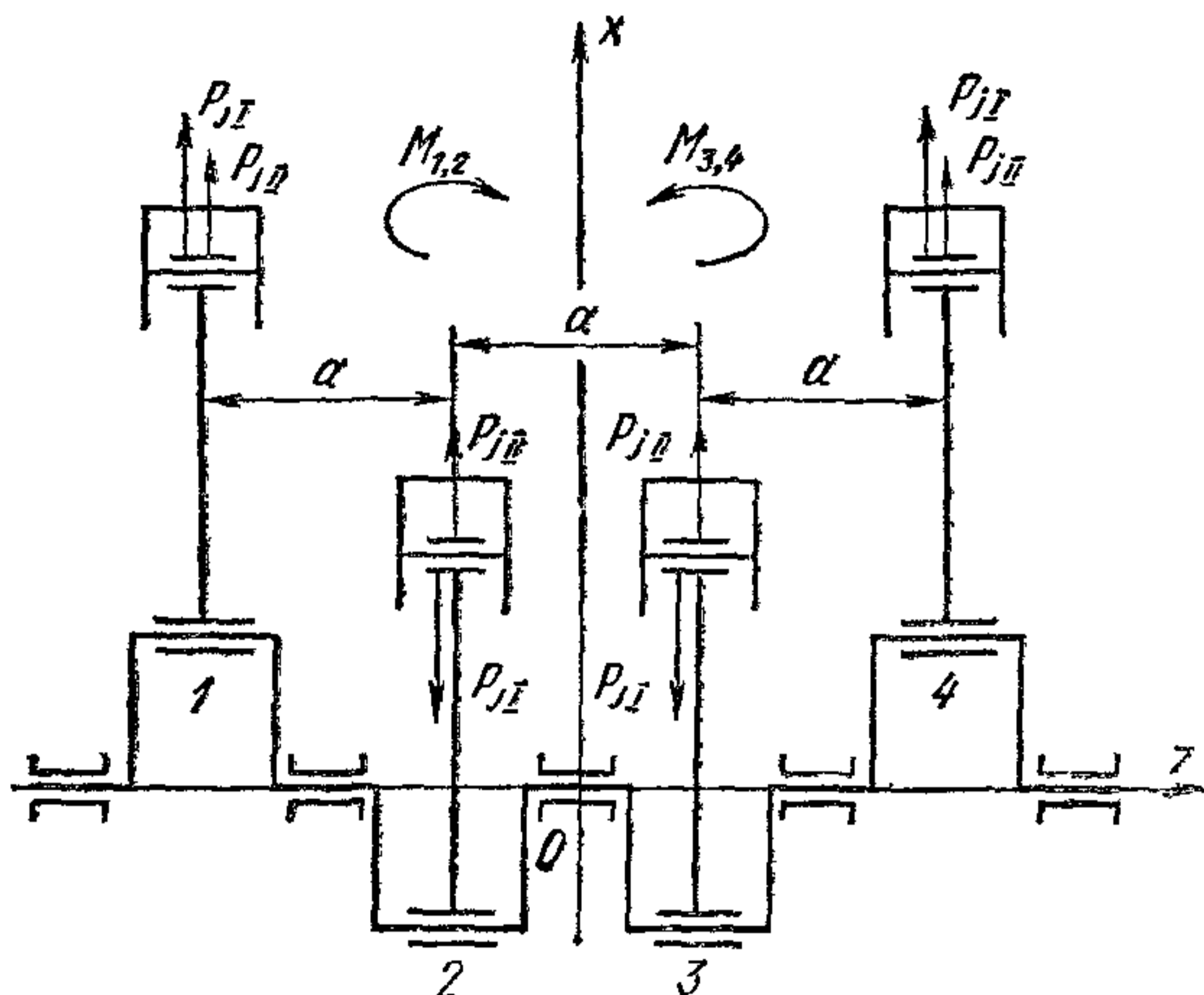


Рис. 231. Схема коленчатого вала однорядного четырехцилиндрового, четырехтактного двигателя

Силы инерции первого и второго порядков для первого цилиндра равны соответствующим силам инерции второго цилиндра, но направлены всегда в противоположную сторону. Следовательно, результирующие их равны нулю. Так как оси цилиндров параллельны, то силы дают пару, действующую в плоскости осей цилиндров, момент которой не уравновешен:

$$M_j = M_{jI} + M_{jII} = aC (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Однорядный четырехцилиндровый четырехтактный двигатель. Коленчатый вал такого двигателя (рис. 231) имеет колена, расположенные под углом 180° (двигатели автомобилей «Москвич» и «Волга»). Вал уравновешен, т. е. $K_R = 0$ и $M_R = 0$.

Силы инерции первого порядка для первого и четвертого цилиндров

$$P_{jI} = C \cos \varphi,$$

а для второго и третьего цилиндров

$$P_{jI} = C \cos (180^\circ + \varphi) = -C \cos \varphi.$$

Следовательно, равнодействующая их $\Sigma P_{jI} = 0$. Вследствие симметричного действия этих сил относительно середины вала, момент $M_{jI} = 0$.

Силы инерции второго порядка для первого и четвертого цилиндров

$$P_{jII} = \lambda C \cos 2\varphi,$$

а для второго и третьего цилиндров

$$P_{jII} = \lambda C \cos 2(180^\circ + \varphi) = \lambda C \cos^2 \varphi.$$

Следовательно, все эти силы равны и всегда направлены одинаково. Их равнодействующая

$$\Sigma P_{jII} = 4\lambda C \cos 2\varphi.$$

Момент сил инерции второго порядка $M_{jII} = 0$.

Однорядный шестицилиндровый четырехтактный двигатель. Коленчатый вал двигателя имеет колена, расположенные под углом 120° (рис. 232). Вал уравновешен, т. е. $K_R = 0$ и $M_R = 0$.

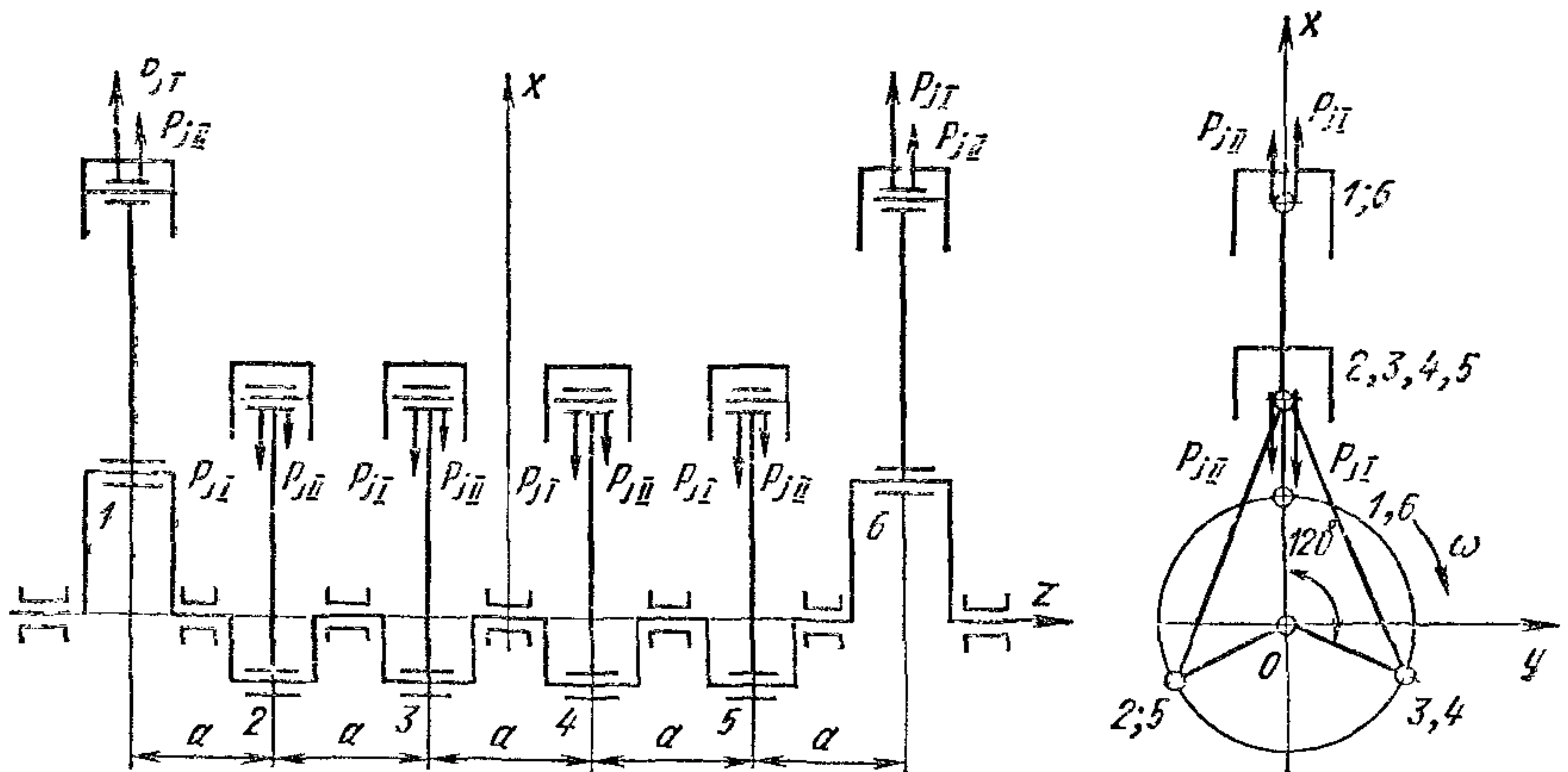


Рис. 232. Схема однорядного шестицилиндрового четырехтактного двигателя

Силы инерции первого и второго порядков для первого и шестого цилиндров

$$P_{jI} = C \cos \varphi, \quad P_{jII} = \lambda C \cos \varphi;$$

для второго и пятого цилиндров

$$P_{jI} = C \cos (240^\circ + \varphi), \quad P_{jII} = \lambda C \cos 2(240^\circ + \varphi);$$

для третьего и четвертого цилиндров

$$P_{jI} = C \cos (120^\circ + \varphi), \quad P_{jII} = \lambda C \cos 2(120^\circ + \varphi).$$

Равнодействующая сила инерции первого порядка для всех цилиндров

$$\Sigma P_{jI} = 2C [\cos \varphi + \cos (240^\circ + \varphi) + \cos (120^\circ + \varphi)] = 0.$$

Аналогично равнодействующая сила инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII} = 0.$$

Вследствие зеркального расположения колен вала силы инерции не будут создавать никаких продольных моментов, т. е. $M_{jI} = 0$ и $M_{jII} = 0$.

Двухцилиндровый V-образный двигатель с углом развала 90° . Коленчатый вал этого двигателя имеет одно колено, с которым сочленяются шатуны обоих цилиндров, расположенных в одной плоскости (рис. 233).

Вращающиеся массы создают центробежную силу $K_R = m_R R \omega^2$, которая уравновешивается двумя противовесами, устанавливаемыми на продолжение щек колена вала.

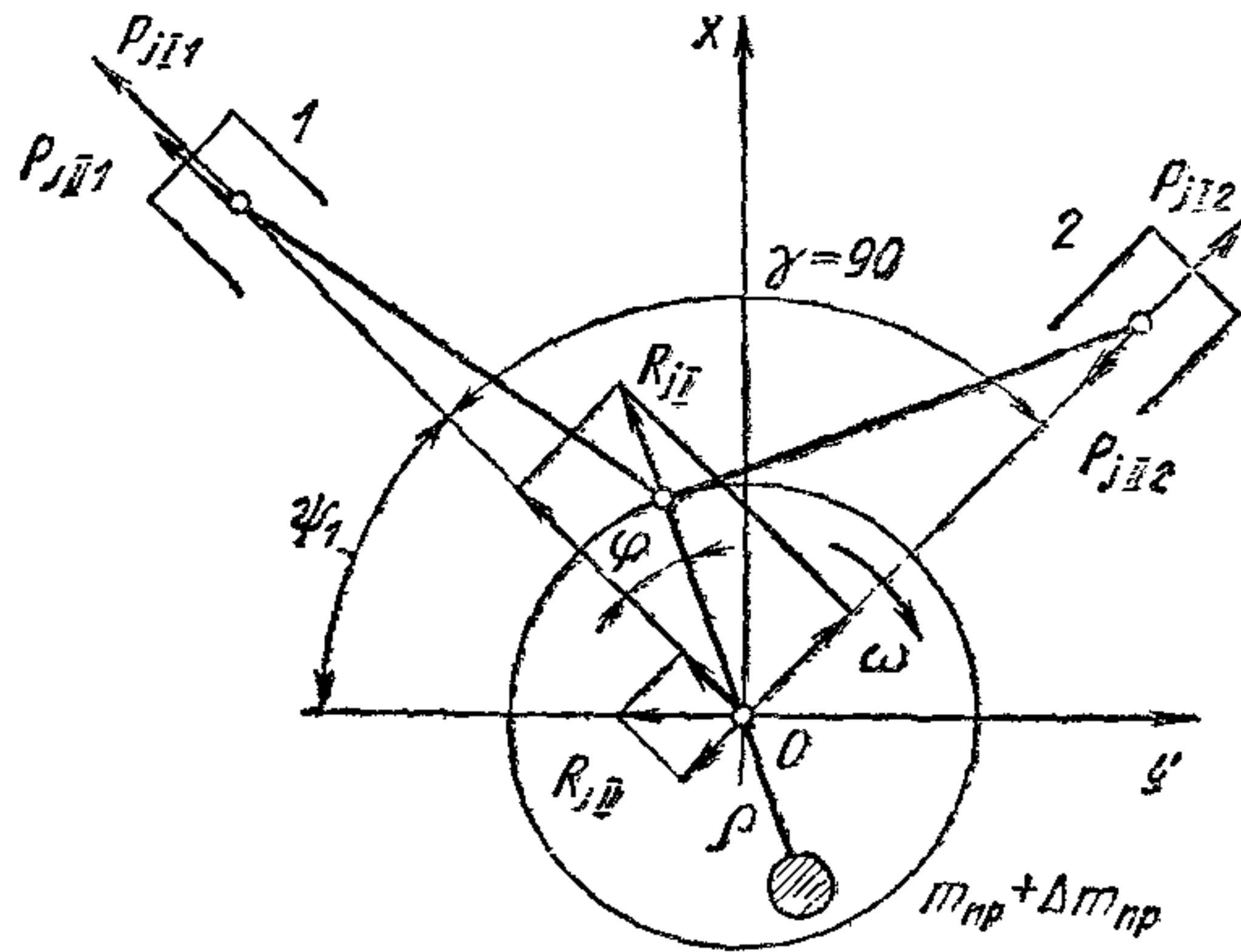


Рис. 233. Схема двухцилиндрового двигателя с V-образным расположением цилиндров и углом между осями 90° :

1—2 — номера цилиндров

Силы инерции первого порядка:

для первого цилиндра

$$P_{jI1} = C \cos \varphi,$$

для второго цилиндра

$$P_{jI2} = C \cos (\varphi - 90^\circ) = \\ = C \sin \varphi.$$

Эти силы взаимно перпендикулярны, поэтому их равнодействующая

$$R_{jI} = \sqrt{(P_{jI1})^2 + (P_{jI2})^2} = \\ = C = m_j R \omega^2.$$

Угол, который составляет равнодействующая с осью первого цилиндра:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_{jI2}}{P_{jI1}} = \varphi.$$

Равнодействующая сил инерции первого порядка R_{jI} постоянна по величине и всегда направлена по радиусу кривошипа. Очевидно, она может быть уравновешена просто путем увеличения массы противовесов, устанавливаемых на продолжении щек колена вала для уравновешивания центробежных сил вращающихся масс. Добавочная масса для каждого противовеса определяется по уравнению

$$2\Delta m_{\text{пр}} \rho \omega^2 = m_j R \omega^2,$$

из которого

$$\Delta m_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \frac{R}{\rho} m_j.$$

Силы инерции второго порядка:
для первого цилиндра

$$P_{jII1} = \lambda C \cos 2\varphi,$$

для второго цилиндра

$$P_{jII2} = \lambda C \cos 2(\varphi - 90^\circ) = -\lambda C \cos 2\varphi.$$

Равнодействующая этих сил

$$R_{jII} = \sqrt{(P_{jII1})^2 + (P_{jII2})^2} = -\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi.$$

Угол, образуемый равнодействующей сил инерции второго порядка с осью первого цилиндра, находится из выражения

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{P_{jII2}}{P_{jII1}} = -1, \quad \psi_1 = 45^\circ \text{ или } 135^\circ.$$

Следовательно, равнодействующая сил инерции второго порядка $R_{jII} = -\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi$ не уравновешена, изменяется по гармоническому закону и действует вдоль оси O_y , т. е. в горизонтальном направлении.

При других углах развала цилиндров, не равных 90° , выражения для сил инерции усложняются.

Восьмицилиндровый V-образный двигатель с углом развала 90° . В рассматриваемом двигателе (рис. 234, а и б) коленчатый вал несимметричный и имеет колена, расположенные в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (двигатели ЗИЛ-114, ЗИЛ-130, ЯМЗ-238 и ЗМЗ-13). Двигатель можно рассматривать состоящим из четырех двухцилиндровых V-образных двигателей. Результирующая сил K_R и C равна нулю, но ввиду несимметричности вала действуют продольные моменты M_R и M_{jI} . Величину этих моментов можно найти, взяв моменты сил относительно центра вала O . Суммарный момент сил первого и четвертого колен действует в плоскости этих колен и равен $3aK_R$ и $3aC$. Суммарный момент сил второго и третьего колен действует в плоскости, перпендикулярной к первой, и равен aK_R и aC .

Результирующий момент (рис. 234, в) получают геометрическим сложением этих моментов:

$$M_R = \sqrt{(3aK_R)^2 + (aK_R)^2} = \sqrt{10} aK_R$$

и соответственно

$$M_{jI} = \sqrt{(3aC)^2 + (aC)^2} = -\sqrt{10} aC.$$

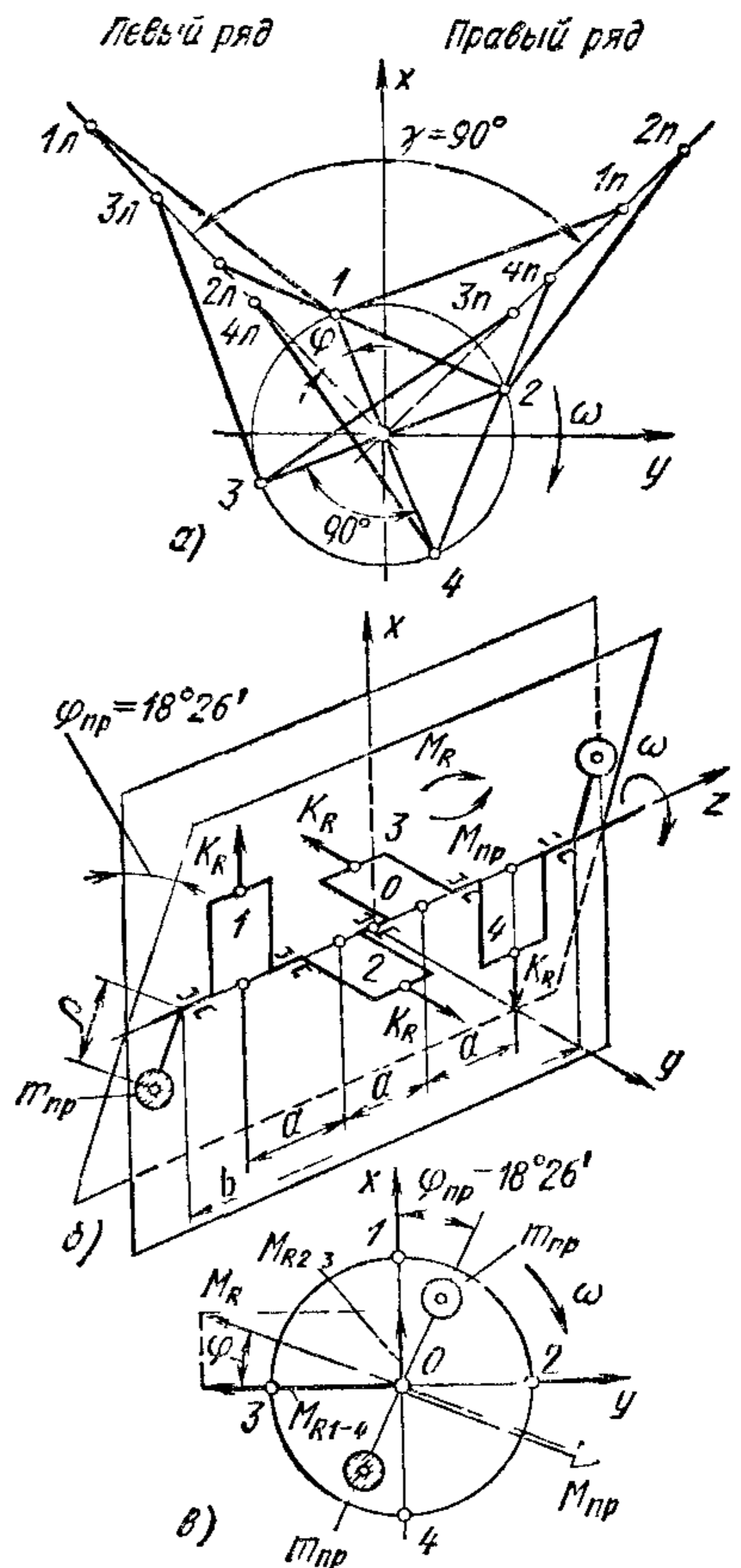


Рис. 234. Схема восьмицилиндрового V-образного четырехтактного двигателя с углом между рядами цилиндров 90°

Плоскость действия результирующего момента определяется углом φ между нею и плоскостью первого колена:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a (K_R + C)}{3a (K_R + C)} = \frac{1}{3}, \quad \varphi = 18^\circ 26'.$$

Результирующий момент может быть уравновешен как противовесами, устанавливаемыми на каждом кривошипе, так и двумя противовесами, размещенными на концах коленчатого вала в плоскости действия момента.

В последнем случае массу каждого противовеса определяют из условия равенства моментов:

$$m_{\text{пр}} \rho \omega^2 b = \sqrt{10} a (K_R - C),$$

откуда

$$m_{\text{пр}} = \sqrt{10} \frac{a}{b} (K_R - C) / \rho \omega^2 = \sqrt{10} \frac{a}{b} \frac{R}{\rho} (m_R + m_j).$$

Равнодействующие сил инерции второго порядка для каждой пары цилиндров в соответствии с расположением колен равны:

для первого колена $\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi$;

« второго колена $\sqrt{2} \lambda C \cos 2(90^\circ + \varphi) = -\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi$;

« третьего колена $\sqrt{2} \lambda C \cos 2(270^\circ + \varphi) = -\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi$;

« четвертого колена $\sqrt{2} \lambda C \cos 2(180^\circ + \varphi) = \sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi$.

Эти равнодействующие лежат в горизонтальной плоскости, равны по величине, но попарно противоположны по знаку. Следовательно, результирующая их равна нулю ($R_{jII} = 0$). Момент M_{jII} при этом также равен нулю.

Двухрядный двенадцатицилиндровый четырехтактный двигатель. Двенадцатицилиндровый двухрядный двигатель можно рассматривать как совокупность двух однорядных шестицилиндровых двигателей, работающих на один шестиколенный вал. В каждом шестицилиндровом двигателе силы инерции первого и второго порядков и их моменты уравновешены, следовательно, это справедливо и для двенадцатицилиндрового двухрядного двигателя независимо от величины угла между рядами цилиндров.

Для соблюдения равенства угловых интервалов между рабочими ходами отдельных цилиндров угол между рядами цилиндров должен быть кратным 60° . Однако в некоторых случаях, чтобы уменьшить габаритные размеры, несколько поступаются равномерностью крутящего момента, и угол между рядами принимают с отклонением от указанного выше условия. Тогда рабочие ходы в различных цилиндрах осуществляются через неодинаковые промежутки времени.

§ 2. Неравномерность хода двигателя

Динамику и уравновешивание двигателя исследовали по методу кинетостатики, причем предполагали, что коленчатый вал абсолютно жесткий и вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$,

которой соответствуют определенные силы инерции и усилия в кривошипно-шатунном механизме.

В действительности даже при установившемся режиме работы двигателя угловая скорость вала не остается постоянной, а периодически изменяется: $\omega = \omega(t)$. Основной причиной периодического изменения угловой скорости вала является уже отмечавшаяся неравномерность крутящего момента, обусловленная периодичностью рабочего процесса и кинематическими свойствами кривошипно-шатунного механизма. Неравномерный крутящий момент при постоянном среднем моменте сопротивления (постоянной полезной нагрузке) вызывает соответствующую неравномерность хода (вращения вала) двигателя. Вследствие неравномерности крутящего момента в упругом коленчатом валу возбуждаются крутильные колебания, которые увеличивают неравномерность вращения вала двигателя и могут вызвать его разрушение.

Для суждения о степени равномерности изменения суммарного крутящего момента двигателя обычно пользуются *коэффициентом неравномерности крутящего момента*

$$\mu = \frac{M_{2\max} - M_{2\min}}{(M_2)_{\text{ср}}}.$$

Коэффициент μ меняется для одного и того же двигателя с изменением режима его работы. Неравномерность крутящего момента уменьшается с увеличением числа цилиндров двигателя (рис. 235). Как видно, коэффициент μ быстро понижается с возрастанием числа цилиндров.

Крутящий момент двигателя в каждое мгновение уравнивается моментом сопротивления, приложенным к коленчатому валу, и моментом сил инерции всех движущихся масс, приведенных к эквивалентным вращающимся массам:

$$- J_0 d\omega/dt - M_{\text{сопр}} + M_2 = 0, \quad (264)$$

где $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления, учитывающий также момент от сил трения в самом двигателе, и момент, затрачиваемый на привод вспомогательных механизмов; J_0 — момент инерции всех масс, приведенных к оси коленчатого вала; $d\omega/dt = \varepsilon$ — угловое ускорение коленчатого вала.

В дальнейшем момент сопротивления, включая внутренние потери, будем считать постоянным и равным среднему значению индикаторного крутящего момента двигателя, а изменением приведенного момента инерции J_0 пренебрежем. Тогда колебания скорости коленчатого вала будут обусловлены только отклонением мгновенного значения ΣM_2 от среднего значения $(M_2)_{\text{ср}}$. На рис. 236 представлена кривая крутящего момента двигателя и показано среднее его значение $M_{\text{ср}} = M_{\text{сопр}}$.

Согласно уравнению (264)

$$\Sigma M_2 - M_{\text{сопр}} = J_0 d\omega/dt.$$

В точке a , соответствующей повороту вала на угол φ_1 , $\Sigma M_i - M_{\text{сопр}} = 0$ и угловое ускорение становится равным нулю, будучи до этого отрицательным; следовательно, угловая скорость в этой точке минимальна.

Затем угловое ускорение будет положительным, пока в точке b , соответствующей повороту вала на угол φ_2 , оно не станет равным нулю, а угловая скорость достигнет максимума.

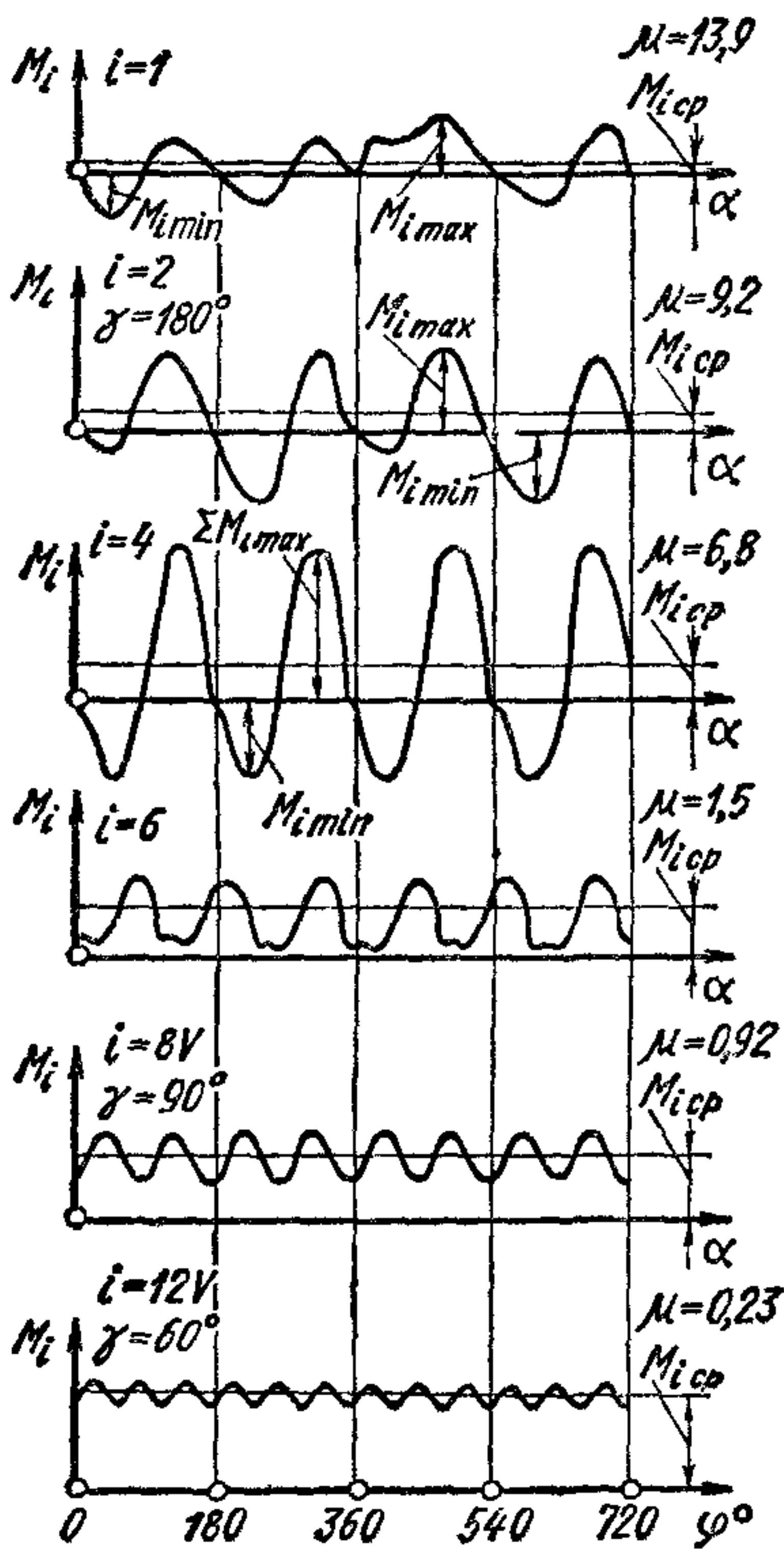


Рис. 235. Суммарные крутящие моменты для двигателей с различным числом цилиндров

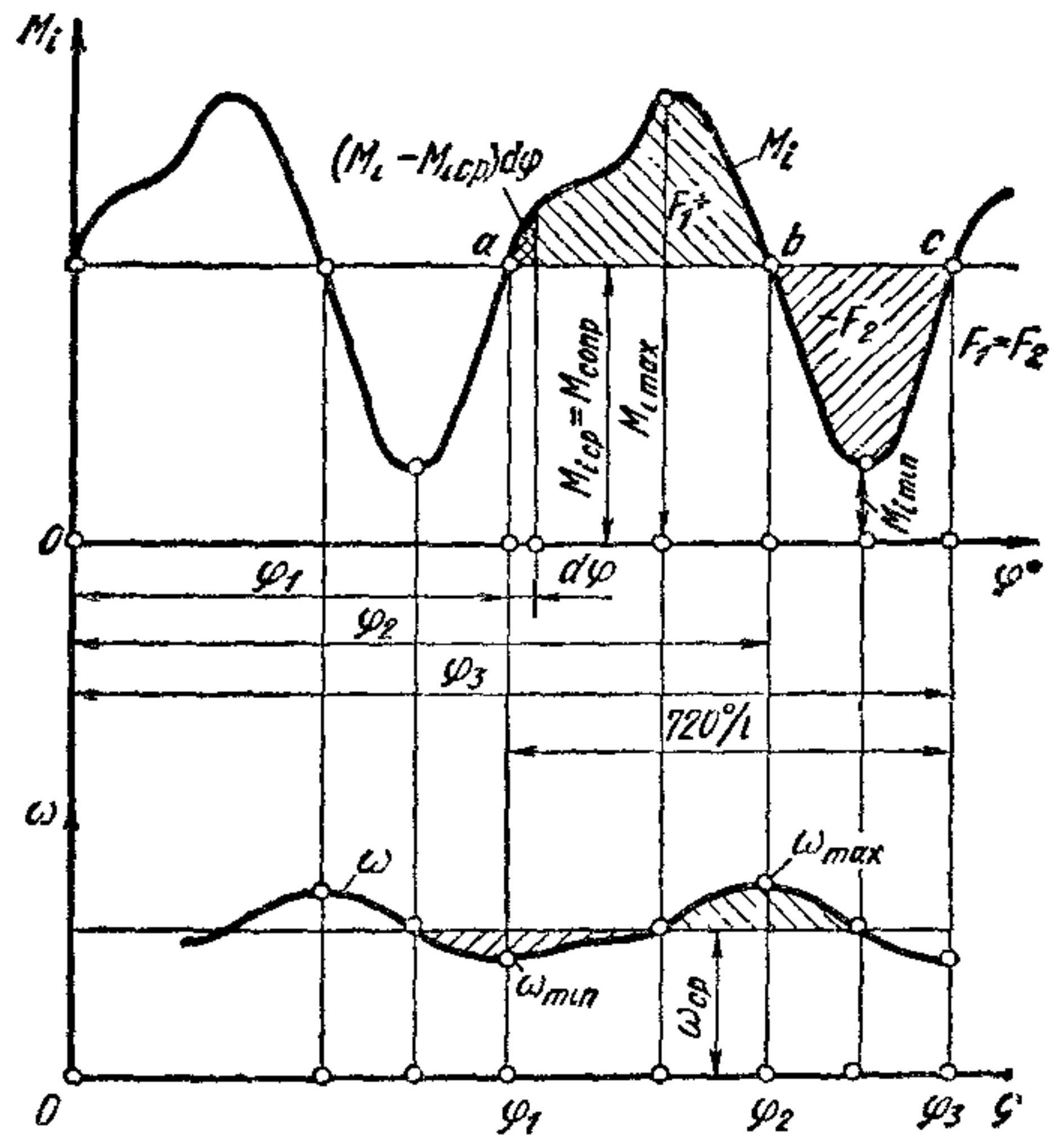


Рис. 236. Изменение крутящего момента и угловой скорости коленчатого вала при установившемся режиме работы двигателя

Учитывая, что

$$d\omega/dt = (d\omega/d\varphi) (d\varphi/dt) = \omega (d\omega/d\varphi) = 1/2 (d\omega^2/d\varphi),$$

уравнение (264) можно записать в форме теоремы о кинетической энергии

$$(\Sigma M_i - M_{\text{сопр}}) d\varphi = d(1/2 J_0 \omega^2), \quad (265)$$

выражающей в данном случае равенство элементарной работы крутящего момента и момента сопротивления дифференциалу кинетической энергии всех движущихся масс двигателя.

Интегрируя уравнение (265) в пределах от φ_1 до φ_2 (соответственно в пределах от ω_{max} до ω_{min}), получаем

$$\begin{aligned} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\Sigma M_i - M_{\text{сопр}}) d\varphi &= \int_{\omega_{\text{min}}}^{\omega_{\text{max}}} d\left(\frac{1}{2} J_0 \omega^2\right) = \frac{J_0}{2} (\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2) = \\ &= J_0 \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2} (\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}). \end{aligned} \quad (266)$$

Колебание угловой скорости $\omega = \omega(\varphi)$ при установившемся режиме, т. е. равномерность вращения коленчатого вала двигателя, характеризуется *коэффициентом неравномерности хода*

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_p}.$$

Если приближенно принять, что средняя угловая скорость

$$\omega = \omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2},$$

то уравнение (266) можно записать в виде

$$L_{\text{изб}} = J_0 \delta \omega^2,$$

где $L_{\text{изб}}$ — избыточная работа крутящего момента, пропорциональная площади F_1 .

Задаваясь коэффициентом неравномерности δ (из выражения для $L_{\text{изб}}$), можно найти момент инерции маховика $J_M = (0,8 \div 0,9) J_0$.

В том случае, когда маховик выполнен в виде диска с массивным ободом, момент инерции маховика в основном определяется моментом инерции обода с массой m_M :

$$J_M \approx m_M r_{\text{ср}}^2 = \frac{1}{4} m_M D_{\text{ср}}^2,$$

где $D_{\text{ср}} = 2r_{\text{ср}}$ — средний диаметр обода.

Момент инерции маховика должен быть таким, чтобы обеспечивалась работа двигателя при минимальной устойчивой частоте вращения холостого хода, что и предопределяет допустимое наибольшее значение неравномерности хода. Для автомобильных двигателей ориентировочно $\delta = 0,02 \div 0,03$. При очень малых допустимых значениях δ момент инерции маховика J_M будет чрезмерно большим, что ухудшает приемистость двигателя и разгон автомобиля; в то же время при слишком малой величине J_M затрудняется трогание автомобиля с места.

Для большинства автомобильных двигателей *безразмерный момент инерции маховика*

$$\psi = \frac{J_M \omega_{\text{НОМ}}^2}{M_{e \text{НОМ}}} \approx \text{const},$$

где $M_{e \text{НОМ}}$ — эффективный момент двигателя на режиме номинальной мощности при частоте вращения $n_{\text{НОМ}}$, которой соответствует угловая скорость коленчатого вала $\omega_{\text{НОМ}}$.

На этом основании можно приближенно определять момент инерции маховика по формуле

$$J_M = \psi \frac{M_{e \text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}^2},$$

где $\psi = 200 \div 350$.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГЛАВА XVIII

ВЫБОР ТИПА ДВИГАТЕЛЯ, ЕГО СИЛОВОЙ СХЕМЫ, ЧИСЛА ЦИЛИНДРОВ, ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

При конструировании и расчете автотракторных двигателей следует исходить из комплекса связей, существующих между экономическими, энергетическими, массовыми, габаритными показателями, совершенством тепловых процессов, выносливостью ответственных деталей, методами упрочнения и технологией производства.

Высокая надежность двигателей при пробеге автомобилей (500—800 тыс. км с дизелями, 250—350 тыс. км с бензиновыми двигателями и 8000 ч работы тракторных дизелей) определяется величинами запасов прочности и максимальных напряжений, возникающих в блок-картере, головке цилиндров, прокладке газового стыка, коленчатом вале, шатуне, поршневом пальце, поршне, кольцах и деталях механизма газораспределения. Большое значение имеет также структурная жесткость, зависящая от выбранной силовой схемы, конструктивных форм, рационального распределения металла по объему, размеров и расположения крепящих деталей, силовых связей.

Стабильность теплового состояния двигателя при различных нагрузочных и скоростных режимах работы, обеспечиваемая герметизированной регулируемой системой охлаждения со всесезонной жидкостью, исключающей образование накипи и коррозии деталей из алюминиевых сплавов; полнопоточная тонкая очистка масла; применение водомасляных радиаторов; эффективная вентиляция внутрикартерного пространства; двухступенчатая очистка воздуха бумажными фильтрующими элементами являются факторами, обеспечивающими длительную и надежную эксплуатацию.

Тенденция развития грузовых и легковых автомобилей выражается в непрерывном возрастании максимальных и средних скоростей движения, повышении приемистости, увеличении грузоподъемности и снижении собственной массы автомобиля.

Высокие среднетехнические скорости движения, обеспечивающие эффективное использование грузового транспорта, достигаются при мощности, отнесенной к полной массе автомобиля, 6—8 кВт/т.

В этом случае грузовой автомобиль может двигаться по пересеченной местности с высокой скоростью, малым числом переключений передач и при продолжительных режимах работы на неполных нагрузках, что обеспечивает высокую эксплуатационную экономичность автомобиля, если на нем установлен дизель, и большую долговечность.

Номинальную мощность определяют из условия обеспечения требуемых скоростей движения при заданной полной массе автомобиля, а число и расположение цилиндров выбирают с учетом получения оптимальных показателей по массе двигателей, их габаритных размеров и компоновки моторного отделения.

Во всех промышленно развитых странах с целью повышения технико-экономической эффективности грузовых автомобилей, самосвалов, автобусов, дорожных и специального назначения машин широко используют дизели, мощность которых доходит до 750 кВт. Ведутся работы по созданию дизелей мощностью до 1000 кВт и выше в одном агрегате.

Широкое применение дизелей обосновывается:

1) высокой топливной экономичностью, присущей рабочему циклу, и стабильным протеканием экономических характеристик в рабочем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, обеспечивающих снижение эксплуатационных расходов топлива на 25—40% по сравнению с карбюраторными двигателями; меньшей стоимостью топлива;

2) сближением энергетических, габаритных и массовых показателей дизелей и карбюраторных двигателей вследствие форсирования дизелей по частоте вращения и среднему эффективному давлению, усовершенствования процесса газообмена, более эффективного использования воздуха при смесеобразовании и сгорании, а также уменьшения внутренних потерь в короткоходных конструкциях;

3) сближением стоимости производства дизелей и карбюраторных двигателей;

4) высоким моторесурсом дизелей, достигающим 800 тыс. км пробега автомобиля;

5) меньшей токсичностью отработавших газов.

Стоимость изготовления дизелей на 20—25% выше, чем карбюраторных двигателей из-за большей металлоемкости (на 10—20%), применения легированных сталей для ответственных деталей, большей трудоемкости изготовления, меньшего масштаба производства и относительно высокой стоимости топливной аппаратуры. Затраты на техническое обслуживание и ремонт дизелей в эксплуатации в среднем выше примерно на 5%.

Следует отметить, что экономическая эффективность от внедрения дизелей определяется не только их топливной экономичностью, но и снижением примерно в 2 раза затрат на производство дизельного топлива по сравнению с высокооктановым бензином, уменьшением капитальных вложений на строительство установок вторичных процессов при производстве высокооктановых бензинов, значительным снижением объема нефтепереработки и перевозки топлива, меньшими потерями при его хранении.

Выбор расположения и числа цилиндров, а также силовой схемы блок-картера при проектировании нового двигателя определяется:

1) требованиями, предъявляемыми ко вновь создаваемой конструкции в отношении расположения двигателя на автомобиле или тракторе, получения минимальных габаритных размеров; доступности к основным механизмам и агрегатам;

2) стремлением получить конструкцию с минимальной массой и повышенной жесткостью блок-картера, от которой зависит долговечность гильз, поршневой группы и коленчатого вала с подшипниками;

3) уравновешенностью сил инерции вращающихся и поступательно-движущихся масс и моментов от них и равномерностью крутящего момента;

4) типом системы охлаждения (жидкостная или воздушная).

5) материалами, применяемыми для изготовления блок-картера, головки цилиндров, прокладки газового стыка и деталей цилиндрово-поршневой группы.

Число цилиндров выбирают исходя из значений номинальной мощности, частоты вращения, сил инерции поступательно-движущихся и вращающихся масс, действующих на детали и подшипники кривошипно-шатунного механизма, и равномерности крутящего момента. От последнего зависят равномерность хода, масса маховика, размах цикла напряжений в элементах коленчатого вала и деталях трансмиссии, нагрузки на упругие элементы подвесок, вибрации двигателя и кузова автомобиля.

Для автомобильных конструкций двигателей имеется тенденция сокращения их длины путем перехода от однорядных блоков к двухрядным V-образным. При этом появляется возможность уменьшения массы и сокращения длины двигателя по сравнению с однорядным с одинаковыми мощностью, числом и рабочим объемом цилиндров. В среднем длина V-образного двигателя уменьшается примерно на 30% и масса снижается на 20—25%.

Установка восьмицилиндровых V-образных двигателей на легковых автомобилях позволила увеличить полезную длину кузова на 300—400 мм при одновременном снижении массы автомобиля на 100—110 кг.

При необходимости уменьшения высоты двигателя целесообразно применять конструкции с горизонтальным расположением цилиндров или короткоходные V-образные. Однако установка V-образных двигателей с относительно большой шириной связана с трудностями размещения опор (в особенности задних), выпускных трубопроводов, рулевого механизма, стартера, масляных фильтров.

Двигатели с горизонтальным расположением цилиндров имеют перспективы применения на грузовых автомобилях, автобусах и колесно-гусеничных машинах специального назначения, так как при этом можно расположить кабину водителя непосредственно над двигателем, увеличить полезную площадь платформы, улучшить обзорность автомобиля и его управляемость. В автобусах при горизонтальном расположении цилиндров двигатель обычно размещают

под кузовом — в средней части шасси. В этом случае улучшается проходимость вследствие разгрузки передней оси и уменьшается радиус поворота машины из-за большей подвижности передних колес. Наименьший габаритный объем двигателя получается при угле развала цилиндров 90° .

Из V-образных двигателей мощностью до 260 кВт наиболее распространены восьмицилиндровые с углом развала 90° и с пространственным валом. При этом моменты от центробежных сил инерции вращающихся масс и сил инерции первого порядка поступательно движущихся масс уравновешиваются противовесами на щеках вала и дисбалансными массами маховика, шкива привода вентилятора или отдельно расположенной массой на переднем конце вала. Все больше применяются четырехтактные шестицилиндровые двигатели с углами развала 60° и 90° . При угле развала 90° и расположении трехколенчатого вала (спаренные шатунные шейки) под углом 120° неуравновешенным является момент сил инерции второго порядка поступательно движущихся масс. Момент сил инерции первого порядка уравновешивается совместно с неуравновешенным моментом от центробежных сил противовесами.

При угле развала 60° и расположении кривошипов под углом 60° силы инерции первого порядка уравновешиваются центробежными противовесами, размещенными на щеках коленчатого вала, а силы инерции второго — противовесами балансирного валика, вращающегося с удвоенной частотой вращения. При этой схеме достигается высокая равномерность крутящего момента.

Четырехтактные двигатели большой мощности изготовляют двухрядными — двенадцатицилиндровыми. При угле смещения кривошипов 120° уравновешиваются силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс при любом угле развала цилиндров: наибольшая равномерность хода этих двигателей достигается в случае угла развала 60° .

Для создания семейства двигателей с более плотным мощностным рядом можно рекомендовать V-образные конструкции с числом цилиндров десять и с углом смещения кривошипов коленчатого вала 72° . При угле развала между осями цилиндров 90° неуравновешенные моменты сил инерции первого порядка и центробежных сил уравновешиваются также противовесами на щеках вала или выносными, а момент сил инерции второго порядка — балансирным валиком, вращающимся с удвоенной частотой вращения.

Наименьшую удельную массу имеют двигатели с V-образным расположением цилиндров. Масса уменьшается вследствие того, что при этом блок-картер и коленчатый вал короче, чем у однорядного двигателя. На каждые два цилиндра, расположенные в одном отсеке V-образного двигателя, приходится лишь один участок картера, который неизбежно удлиняется в конструкциях с последовательным размещением шатунов на одной шейке вала. В случае использования центральных шатунов (главного и прицепного или вильчатого и внутреннего), когда оси обоих цилиндров одного отсека будут расположены в одной плоскости, масса блок-картера уменьшается.

Конструктивная компактность двигателей характеризуется габаритной мощностью (в кВт/м³)

$$N_{\Gamma} = N_e / V_{\Gamma}.$$

После деления и умножения на рабочий объем цилиндров V_{Γ} габаритная мощность выразится через произведение *коэффициента компактности* $\psi = V_{\Gamma} / V_{\Gamma}$ на литровую мощность N_{Γ} , т. е. $N_{\Gamma} = \psi N_{\Gamma}$.

Коэффициент компактности дизелей (без воздухоочистителя) колеблется: однорядных для легковых автомобилей в пределах — 18 — 20, V-образных жидкостного охлаждения грузовых автомобилей 13—15, V-образных воздушного охлаждения грузовых автомобилей 12—14.

Габаритная мощность V-образных дизелей с жидкостным охлаждением значительно выше (270—325 кВт/м³), чем при воздушном (155—185 кВт/м³). С увеличением числа цилиндров N_{Γ} заметно возрастает, например, при жидкостном охлаждении с 270 кВт/м³ (шестицилиндровые двигатели) до 325 кВт/м³ (двенадцатицилиндровые). У однорядных дизелей мощность N_{Γ} в среднем достигает 190 кВт/м³ (четырецилиндровые) и 245 кВт/м³ (шестицилиндровые).

Выбор отношения S/D дает возможность влиять на габаритные размеры и массу двигателя. Все больше моделей двигателей в настоящее время выпускаются короткоходными с отношением S/D равным 0,8 — 1,0 для бензиновых двигателей и 0,9 — 1,05 для дизелей.

К преимуществам короткоходных конструкций относятся:

1) возможность повышения частоты вращения вала без повышения средней скорости поршня, а следовательно, без увеличения среднего давления внутренних потерь, прямо пропорциональных скорости поршня;

2) повышение срока службы деталей поршневой группы при работе с умеренными средними скоростями поршня;

3) повышение коэффициента наполнения цилиндров двигателя в результате меньших скоростей впуска, прямо пропорциональных скорости поршня;

4) понижение тепловых потерь в охлаждающую жидкость за процесс сгорания вследствие уменьшения отношения поверхности охлаждения к объему цилиндра при увеличении его диаметра.

Однорядные короткоходные двигатели обычно имеют большую массу, чем длинноходные, так как их длина определяется длиной блока цилиндров. Габаритные размеры при $S/D < 1$ увеличиваются в двух направлениях — в длину и ширину. Масса двигателя возрастает вследствие увеличения не только массы блок-картера, но в значительной мере и масс головки цилиндров и коленчатого вала.

Длина V-образного двигателя (с коренными подшипниками скольжения) зависит главным образом от длины коленчатого вала. Длину блока в этом случае удастся приблизить к минимально возможной длине коленчатого вала и тем самым понизить массу двигателя.

В результате значительного перекрытия шатунных и коренных шеек в случае малых отношений S/D , а также применения более узких вкладышей для коренных шеек с большими диаметрами можно получить более жесткий коленчатый вал с относительно тонкими щеками и сократить при этом общую длину вала.

Одной из причин, ограничивающих минимальную величину отношения S/D , является прохождение противовесов под кромкой поршня при его положении в н. м. т. У дизелей с непосредственным впрыском величина отношения S/D лимитируется также формой камеры сгорания и конечным объемом над кольцевым вытеснителем днища поршня.

В автомобильных карбюраторных двигателях минимальная величина отношения S/D доведена примерно до 0,60 при средней скорости поршня 12—15 м/с. В тракторных дизелях, имеющих сравнительно низкие средние скорости поршня (около 7,5—9 м/с), отношение составляет 0,9—1,2. Большинство автомобильных дизелей изготавливается с отношением $S/D = 0,9 \div 1,05$ при средних скоростях поршня около 9—11 м/с.

Показатели дизелей с воздушным и жидкостным охлаждением в настоящее время незначительно отличаются между собой. Литровая и поршневая мощности у обоих типов двигателей практически одинаковы.

Среднее эффективное давление дизелей с воздушным охлаждением бывает примерно на 10% ниже, что объясняется несколько меньшим коэффициентом наполнения. Массовые показатели — удельная и литровая массы — дизелей с воздушным охлаждением практически не отличаются от этих показателей для дизелей с жидкостным охлаждением.

Двигатели с воздушным охлаждением имеют несколько большие габаритные размеры, если сравнивать двигатели обоих типов примерно одинаковой мощности. Длина двигателя в первую очередь зависит от расстояния между осями цилиндров L_0 , которое в двигателях с воздушным охлаждением достигает $1,4 D$ против $1,2 D$ для двигателей с жидкостным охлаждением. Увеличение межосевого расстояния вызывается применением конструкций с отдельными цилиндрами и развитой поверхностью охлаждающих ребер.

У V-образных дизелей с воздушным охлаждением в среднем длина получается большей на 21%, ширина на $\sim 24\%$ и высота на $\sim 3,5\%$.

В результате габаритная мощность у дизеля с воздушным охлаждением меньше, чем у дизеля с жидкостным охлаждением (на 40—50%).

Глубина радиатора однорядных двигателей жидкостного охлаждения составляет 8—12% их длины. Поэтому, если сравнивать габаритные размеры силовых установок с учетом размеров радиатора, то длина силовой установки двигателя с воздушным охлаждением будет превышать длину силовой установки двигателя с жидкостным охлаждением только на 13—17%.

Ширина однорядного двигателя с воздушным охлаждением вследствие значительной ширины цилиндра и вынесенного в сторону вен-

тилятора при одностороннем подводе охлаждающего воздуха примерно на 5—10% больше. При V-образном расположении цилиндров вентилятор обычно удаётся вписать в габаритные размеры двигателя. Высота двигателей с воздушным и жидкостным охлаждением при верхнем расположении клапанов примерно одинакова.

Применение дизелей с воздушным охлаждением является перспективным для южных и северных районов нашей страны. Время прогрева двигателя в температурных условиях крайнего севера при этом заметно сокращается.

В южных районах при использовании водяного охлаждения образуются значительные отложения накипи на омываемых поверхностях, вызывающие появление местных перегревов, трещин в блоках и головках, преждевременный выход из строя радиаторов, коррозию деталей из алюминиевых сплавов.

**ПРЕДПОСЫЛКИ К РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ И ВЫБОР ЕГО
ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ**

§ 1. Расчетные режимы двигателей

Детали двигателей работают в условиях циклически повторяющихся нагрузок, вызываемых периодически действующими силами давления газов, силами инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Величина напряжений зависит от режимов работы двигателя (скоростного, нагрузочного, температурного, неустановившегося), применения наддува и наличия колебаний — крутильных, изгибных и др.

Выбираемые расчетные режимы двигателей должны соответствовать наиболее тяжелым условиям их работы в отношении показателей прочности и долговечности ответственных деталей.

Величины нагрузок зависят не только от абсолютных значений сил давления газов и инерции, но и от их соотношений, непрерывно меняющихся во время работы двигателя. Следует также учитывать, что силы инерции в некоторых случаях разгружают детали отдельных механизмов от действия сил давления газов.

При расчетах необходимо принимать во внимание условия и продолжительность работы двигателя на характерных эксплуатационных режимах, что имеет значение при установлении зависимости между полученными напряжениями, запасами прочности, условными удельными нагрузками и показателями надежности.

Для карбюраторных двигателей характерными являются следующие расчетные режимы:

1) максимального крутящего момента при частоте вращения $n_{к\max} = (0,4 \div 0,5)n_{ном}$, когда коэффициент наполнения η_v и соответственно давление газов в конце сгорания достигает максимальных значений;

2) номинальной мощности при частоте вращения $n_{ном}$;

3) максимальной частоты вращения холостого хода $n_{х\max}$, при которой силы инерции достигают максимальных значений.

В быстроходных дизелях максимальное давление сгорания определяется способом смесеобразования и в ряде случаев не соответствует режиму максимального крутящего момента. Кроме того, оно в значительно меньшей степени, чем у карбюраторных двигателей, зависит от нагрузки. Как правило, наибольшие давления сгорания, в особенности у дизелей с непосредственным смесеобразованием, возникают на режиме номинальной мощности. Поэтому для быстро-

ходных дизелей могут быть рекомендованы следующие расчетные режимы:

- 1) номинальной мощности при $n_{\text{ном}}$;
- 2) максимальной частоты вращения холостого хода $n_x \times \text{тах}$.

При наличии регуляторов максимальная частота вращения холостого хода для карбюраторных двигателей изменяется в $(1,05—1,10) n_{\text{ном}}$; для дизелей с механическими регуляторами $(1,05—1,07) n_{\text{ном}}$.

В случае применения наддува давление сгорания имеет максимальное значение при $n_{\text{ном}}$, когда давление наддува достигает максимального значения.

§ 2. Расчет деталей с учетом переменных нагрузок

Ответственные детали двигателей обычно рассчитывают без учета неустановившихся режимов, характерных для эксплуатации транспортных двигателей.

Прочность отдельных деталей (поршневой группы, головок и гильз цилиндров, выпускных клапанов и др.) определяется не только напряжениями и деформациями, но и температурами, достигающими таких значений, при которых механические свойства материалов значительно снижаются и возникают дополнительные напряжения в результате неодинакового нагревания деталей по объему.

Напряженное состояние не полностью характеризуется расчетными напряжениями, определяемыми без учета деформаций, возникающих в деталях, сопряженных с рассчитываемыми, а также изменений размеров в условиях эксплуатации. Например, напряжения в элементах коленчатого вала подсчитывают без учета возможных смещений опор в картере при недостаточной его жесткости и увеличения зазоров в подшипниках вследствие износов; при расчете силовых шпилек не принимают во внимание деформации, возникающие в головке цилиндров и в прокладке газового стыка; при расчете шатунных болтов не учитываются деформации кривошипной головки шатуна и др.

Динамический характер приложения нагрузок в некоторых случаях также не может быть полностью учтен, как например, при расчете элементов шатуна в случае заедания поршня или при расчете элементов шатуна и коленчатого вала дизелей в момент сгорания при больших скоростях нарастания давлений и увеличения зазоров в эксплуатации. Вследствие этого расчетные напряжения и деформации большей частью являются условными, статистическими.

При статических нагрузках расчет ведут по формулам сопротивления материалов, выведенным из условия совершенной упругости металла. При этом допускаются деформации только в пределах упругости, т. е. без изменения формы деталей. Характеристиками прочности являются пределы текучести σ_T и τ_T , а также прочности σ_B и τ_B (соответственно для нормальных и касательных напряжений).

При циклических нагрузках, вызывающих переменные и знакопеременные напряжения, например в элементах коленчатого вала, шатуна, силовых шпильках, пружинах клапанов и других деталях,

характеристиками прочности являются пределы выносливости σ_{-1} , σ_{-1p} и τ_{-1} (соответственно при изгибе, растяжении—сжатии и кручении) и пределы текучести σ_T и τ_T . В этих условиях детали должны обладать выносливостью (циклической прочностью) и работать, не разрушаясь при переменных нагрузках.

Предел выносливости детали зависит от ряда факторов, из которых основными являются формы и размеры детали, тип цикла нагружения, вида напряженного состояния, состояния поверхности, технологии изготовления и др. При переходе от цилиндрического образца к детали, изготовленной из того же материала, вводят поправки на форму и размеры детали и шероховатость поверхности.

Напряженное состояние детали оценивают по максимальному σ_{\max} и минимальному σ_{\min} напряжениям цикла, среднему напряжению σ_m (постоянная составляющая цикла) и по амплитуде напряжений σ_a (переменная составляющая цикла). Амплитуда и среднее напряжение цикла соответственно равны алгебраической полуразности и полусумме:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \quad \text{и} \quad \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2.$$

Максимальное напряжение цикла равно $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$.

Соотношения между напряжениями σ_{\max} , σ_{\min} , σ_a и σ_m для симметричного знакопеременного, асимметричного знакопеременного и однозначного пульсирующего циклов приведены в табл. 26.

26. Соотношение между напряжениями для различных циклов

Параметры	Симметричный	Асимметричный знакопеременный	Пульсирующий однозначный
Амплитуда напряжения	$\sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$	$\sigma_a = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$	$\sigma_a = \sigma_{\max}/2$
Среднее напряжение цикла	$\sigma_m = 0$	$\sigma_m = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$	$\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{\max}/2$

Степень асимметрии цикла выражается *коэффициентом асимметрии*

$$r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = (\sigma_m - \sigma_a)/(\sigma_m + \sigma_a).$$

Для симметричного цикла при $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ $r_{-1} = -1$ и для пульсирующего $r = 0$ ($\sigma_{\min} = 0$).

Отношение характерных напряжений переменного цикла может быть выражено через коэффициент асимметрии

$$\sigma_a/\sigma_m = (1 - r)/(1 + r).$$

Максимальные нормальные и касательные напряжения цикла должны быть меньше соответствующих пределов текучести, т. е. $\sigma_{\max} < \sigma_T$ и $\tau_{\max} < \tau_T$ (ограничивающие условия), а амплитуды

напряжений не должны превышать предельных амплитуд ($\sigma_a < \sigma_{a.пр}$ и $\tau_a < \tau_{a.пр}$), соответствующих заданным асимметричным циклам.

Наиболее опасным циклом для усталостных разрушений является симметричный, у которого амплитуда $\sigma_a = \sigma_{max}$.

Величина амплитуды при усталостных разрушениях имеет большее значение, чем максимальное напряжение.

Опыт эксплуатации автомобильных двигателей показывает, что большинство разрушений носит усталостный характер. Разрушения возникают в зонах концентраций напряжений, местах образования неоднородно-кристаллической структуры от внутренних дефектов в металле (раковин, волосовин) и от повреждений наружных поверхностей (рисок, забоев, коррозии).

При неоднородной структуре металла периодически повторяющиеся упругие деформации распределяются по объему детали неравномерно. При этом начальные разрушения появляются в первую очередь в микрообъемах, ослабленных местными дефектами или неблагоприятно ориентированных относительно действия нагрузки. С увеличением числа рабочих циклов зоной разрушения охватывается все больший объем, вплоть до внезапного разрушения. В результате наклепа изломы при усталостных разрушениях частично имеют шерстную поверхность.

Усталостные разрушения могут возникнуть от переменных, ударных, контактных и термических нагрузок.

Усталостная прочность деталей зависит от:

- 1) концентрации напряжений — фактора формы;
- 2) абсолютных размеров деталей — масштабного фактора;
- 3) шероховатости поверхности — технологического фактора;
- 4) симметрии цикла;
- 5) типа напряженного состояния (изгиб, растяжение—сжатие, кручение);
- 6) термической и химико-термической обработки и методов механического упрочнения поверхности.

Если детали имеют форму и размеры поперечных сечений, изменяющиеся по их длине (коленчатый вал, шатун, клапаны, шпильки и др.), то в местах переходов, в галтелях, у краев отверстий и шпоночных канавок, в резьбе, зубьях шестерен, между ребрами, повышающими жесткость конструкции, и т. п. возникает концентрация напряжений, которая возрастает тем в большей степени, чем меньше пластичность металла и чем выше его статические характеристики прочности.

При циклических нагрузках неравномерность напряжений характеризуется эффективными коэффициентами концентрации напряжений K_σ и K_τ — факторами формы, зависящими также от характера нагрузки, механических свойств металла и др.

Эффективный коэффициент концентрации выражается отношением пределов выносливости гладкого образца без концентрации напряжений ($\sigma_{-1обр}$ или $\tau_{-1обр}$), изготовленного из того же материала и с тем же качеством обработки поверхности, что и рассчитываемая деталь, к пределу выносливости детали $\sigma_{-1дет}$, $\tau_{-1дет}$ при наличии concentra-

ции напряжений. Соответственно для нормальных и касательных напряжений

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1 \text{ обр}}}{\sigma_{-1 \text{ дет}}} > 1 \quad \text{и} \quad K_{\tau} = \frac{\tau_{-1 \text{ обр}}}{\tau_{-1 \text{ дет}}} > 1,$$

так как пределы выносливости гладких образцов всегда больше, чем натуральных деталей при наличии концентрации напряжений.

По опытным данным, связь между коэффициентами K_{τ} и K_{σ} может быть выражена зависимостью $K_{\tau} \approx (0,4 \div 0,6) K_{\sigma}$.

Величина фактора формы зависит также от механических свойств материала и применяемых методов поверхностной обработки — термической, химико-термической и механической (наклеп). Легированные стали с высокими показателями прочности обладают большей чувствительностью к концентрации напряжений и вследствие этого характеризуются большими значениями коэффициентов K_{σ} и K_{τ} .

Значения K_{σ} и K_{τ} приведены ниже при расчете отдельных деталей.

С увеличением абсолютных размеров детали вероятность возникновения структурной неоднородности металла и появления в нем микротрещин при переменных нагрузках возрастает. Микротрещины, распространяясь по объему металла, постепенно превращаются в макротрещины, вокруг которых возникает концентрация напряжений. Абсолютные размеры детали при расчетах учитываются масштабными факторами ε'_{σ} и ε'_{τ} , равными отношению пределов выносливости натурной детали ($\sigma'_{-1 \text{ дет}}$ и $\tau'_{-1 \text{ дет}}$) и гладких образцов ($\sigma'_{-1 \text{ обр}}$ и $\tau'_{-1 \text{ обр}}$) диаметром 10 мм, изготовленных из того же металла, что и деталь, т. е.

$$\varepsilon'_{\sigma} = \frac{\sigma'_{-1 \text{ дет}}}{\sigma'_{-1 \text{ обр}}} < 1 \quad \text{и} \quad \varepsilon'_{\tau} = \frac{\tau'_{-1 \text{ дет}}}{\tau'_{-1 \text{ обр}}} < 1.$$

В табл. 27 приведены значения масштабных факторов конструкционных сталей для нормальных и касательных напряжений.

Легированным сталям соответствуют минимальные значения коэффициентов ε'_{σ} , ε'_{τ} .

27. Значения масштабных факторов конструкционных сталей

Масштабный фактор	Диаметр вала, мм			
	25	50	100	150
ε'_{σ}	0,8—0,9	0,7—0,8	0,6—0,7	0,55—0,6
ε'_{τ}	0,85	0,70	0,55	0,5

Шероховатость поверхности детали влияет на пределы выносливости, так как по краям неровностей, образующихся на поверхности после обработки, возникает концентрация напряжений. Влияние качества обработки поверхности оценивается технологическими факторами ε''_{σ} и ε''_{τ} , представляющими собой отношение пределов вынос-

ливости детали при данной обработке σ''_{-1} , τ''_{-1} к пределу выносливости гладкого полированного образца $\sigma''_{-1 \text{ пол}}$, $\tau''_{-1 \text{ пол}}$:

$$\epsilon''_{\sigma} = \frac{\sigma''_{-1}}{\sigma''_{-1 \text{ пол}}} < 1 \quad \text{и} \quad \epsilon''_{\tau} = \frac{\tau''_{-1}}{\tau''_{-1 \text{ пол}}} < 1.$$

Наибольшие значения коэффициентов ϵ''_{σ} и ϵ''_{τ} относятся к полированным поверхностям. Ухудшение качества обработки поверхности по сравнению с полированной поверхностью сопровождается уменьшением пределов выносливости.

Значения технологических факторов при различных видах обработки приведены в табл. 28.

28. Значения технологических факторов при различных видах обработки

Обработка	ϵ''_{σ}	ϵ''_{τ}
Полирование	1,00	1,00
Шлифование	0,85—0,95	0,90—0,97
Чистовое обтачивание	0,80—0,90	0,88—0,94
Грубая обработка	0,60—0,80	0,75—0,88
Без обработки	0,40—0,60	0,64—0,76

Для легированных сталей с высоким пределом прочности коэффициенты ϵ'_{σ} и ϵ'_{τ} приближаются к нижним значениям.

Все три фактора (K_{σ} , ϵ'_{σ} и ϵ''_{σ}) относят к переменной составляющей цикла — амплитуде напряжений σ_a , ввиду того, что в деталях, изготовленных из пластических материалов, при статических нагрузках концентрация напряжений не ведет к уменьшению предела прочности.

Максимальное напряжение цикла с учетом указанных выше факторов

$$\sigma_{\max} = \frac{K_{\sigma}}{\epsilon'_{\sigma} \epsilon''_{\sigma}} \sigma_a + \sigma_m.$$

Предел выносливости во многом зависит от типа напряженного состояния. Так, например, пределы усталости при кручении меньше, чем при симметричном знакопеременном изгибе [$\tau_{-1} \approx (0,55—0,60) \sigma_{-1}$], а при растяжении-сжатии больше [$\sigma_{-1p} = (1,1—1,5) \sigma_{-1}$].

Для повышения усталостной прочности применяют различные технологические приемы, главными из которых являются:

1) упрочнения путем создания пластических деформаций с помощью накатывания роликом или шариком, дробеструйной обработки и др.; при этом в поверхностном слое создаются остаточные напряжения сжатия и устраняются субмикроскопические трещины;

2) закалки с индукционным нагревом ТВЧ, при которых появляются остаточные напряжения сжатия в закаленном поверхностном слое, вследствие чего достигается значительный упрочняющий эффект;

3) химико-термические обработки — азотирование и цементирование, обеспечивающие значительное повышение усталостной прочности в результате возникновения в поверхностном слое остаточных напряжений сжатия при высокой твердости и износостойкости поверхности.

Предел выносливости зависит также от асимметрии цикла, характеризуемой отношением $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$. С увеличением постоянной составляющей цикла σ_m максимальное напряжение σ_{\max} , соответствующее пределу прочности детали, возрастает, а переменная составляющая — амплитуда σ_a — уменьшается.

Влияние коэффициента асимметрии r может быть установлено по диаграммам предельных амплитуд $\sigma_{a, \text{пр}} = f(\sigma_{m, \text{пр}})$, приведенным на рис. 237. Для построения этих диаграмм необходимо знать предел выносливости при симметричном цикле σ_{-1} (точку A), предельную амплитуду пульсирующего цикла σ_{a0} (точку B) и предел текучести σ_T (точку C). Любая точка D с координатами σ_a и σ_m (рабочие напряжения цикла), расположенная на площади под кривой, соответствует определенному циклу с коэффициентом асимметрии r , так как тангенс угла наклона луча OE , проведенного из начала координат O через точку D ,

$$\operatorname{tg} \gamma = \sigma_a / \sigma_m = (1 - r) / (1 + r).$$

Сумма координат этой точки равна максимальному рабочему напряжению цикла

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m.$$

Тангенс угла наклона прямой AB

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{a0}}{\sigma_{a0}} = \alpha_\sigma,$$

а уравнение этой прямой имеет вид: $\sigma_{a, \text{пр}} = \sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_{m, \text{пр}}$, где α_σ — коэффициент приведения заданного асимметричного цикла к равноопасному симметричному.

Для построения диаграмм предельных амплитуд для различного типа напряженного состояния ниже приведены примерные значения амплитуд пульсирующего цикла легированных сталей:

при изгибе	$\sigma_{a0} = 0,5 (1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}$,
» растяжении-сжатии	$\sigma_{a, \text{р0}} = 0,5 (1,5 \div 1,8) \sigma_{-1 \text{р}}$,
» кручении	$\tau_{a0} = 0,5 (1,4 \div 2,0) \tau_{-1}$.

Запас прочности детали при рабочих напряжениях σ_a и σ_m определяют на основании подобия рабочего и предельного циклов (см. подобные треугольники ODJ и OEG):

$$n_\sigma = \sigma_{a, \text{пр}} / \sigma_a = \sigma_{m, \text{пр}} / \sigma_m.$$

Заменив предельную амплитуду $\sigma_{a, \text{пр}}$ через $\sigma_{a, \text{пр}} = \sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_{m, \text{пр}}$ и произведя ряд преобразований, получим выражение для запаса прочности по выносливости:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m).$$

С учетом фактора формы, масштабного и технологического факторов запас прочности соответственно для нормальных и касательных напряжений

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{[k_{\sigma}/(\varepsilon'_{\sigma}\varepsilon''_{\sigma})]\sigma_a + \alpha_{\sigma}\sigma_m} \quad (267)$$

и

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{[K_{\tau}/(\varepsilon'_{\tau}\varepsilon''_{\tau})]\sigma_a + \alpha_{\tau}\tau_m} \quad (268)$$

Коэффициенты приведения α_{σ} и α_{τ} для нормальных и касательных напряжений в сталях с различными пределами прочности σ_B приведены в табл. 29.

29. Коэффициенты приведения для сталей с различными пределами прочности

Коэффициенты	$\sigma_B, \text{ МН/м}^2$				
	550—735	700—1000	1000—1200	1200—1400	1400—1600
α_{σ}	0,05	0,10	0,20	0,25	0,30
α_{τ}	0	0,05	0,10	0,15	0,20

Для сталей с пределом прочности $\sigma_B < 550 \text{ МН/м}^2$ коэффициенты α_{σ} и α_{τ} равны нулю.

В зависимости от асимметрии цикла разрушения могут происходить от усталостных изломов, носящих хрупкий характер, без предварительного образования пластических деформаций или после их образования. В первом случае прочность характеризуется пределами выносливости, а во втором — сопротивлением пластическим деформациям, т. е. пределом текучести.

Запас прочности «по текучести» определится из выражения

$$n_{\tau\sigma} = \frac{\sigma_{\Gamma}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{\Gamma}}{\sigma_a + \sigma_m}$$

Если учитывать влияние концентрации напряжений, размера детали и качества обработки поверхности, то выражения запасов прочности «по текучести» для нормальных и касательных напряжений будут иметь вид

$$n_{\Gamma\sigma} = \frac{\sigma_{\Gamma}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon'_{\sigma}\varepsilon''_{\sigma}}\sigma_a + \sigma_m}; \quad (269)$$

$$n_{\Gamma\tau} = \frac{\tau_{\Gamma}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon'_{\tau}\varepsilon''_{\tau}}\tau_a + \tau_m} \quad (270)$$

Расчетные исследования показали, что для некоторых асимметричных циклов запас прочности, отнесенный к пределу выносливости [см. выражения (267) и (268)], получается более высоким, чем запас прочности, отнесенный к пределу текучести, т. е. подсчитанный по уравнениям (269) и (270).

На диаграмме (рис. 237) можно установить геометрическое место точек для асимметричных циклов, соответствующих $n_{\sigma} = n_{\tau}$:

$$\sigma_{-1}/(\sigma_a + \alpha_0 \sigma_m) = \tau_{-1}/(\tau_a + \alpha_0 \tau_m).$$

После ряда преобразований определяем тангенс угла наклона граничной прямой OF , разделяющей площадь диаграммы предель-

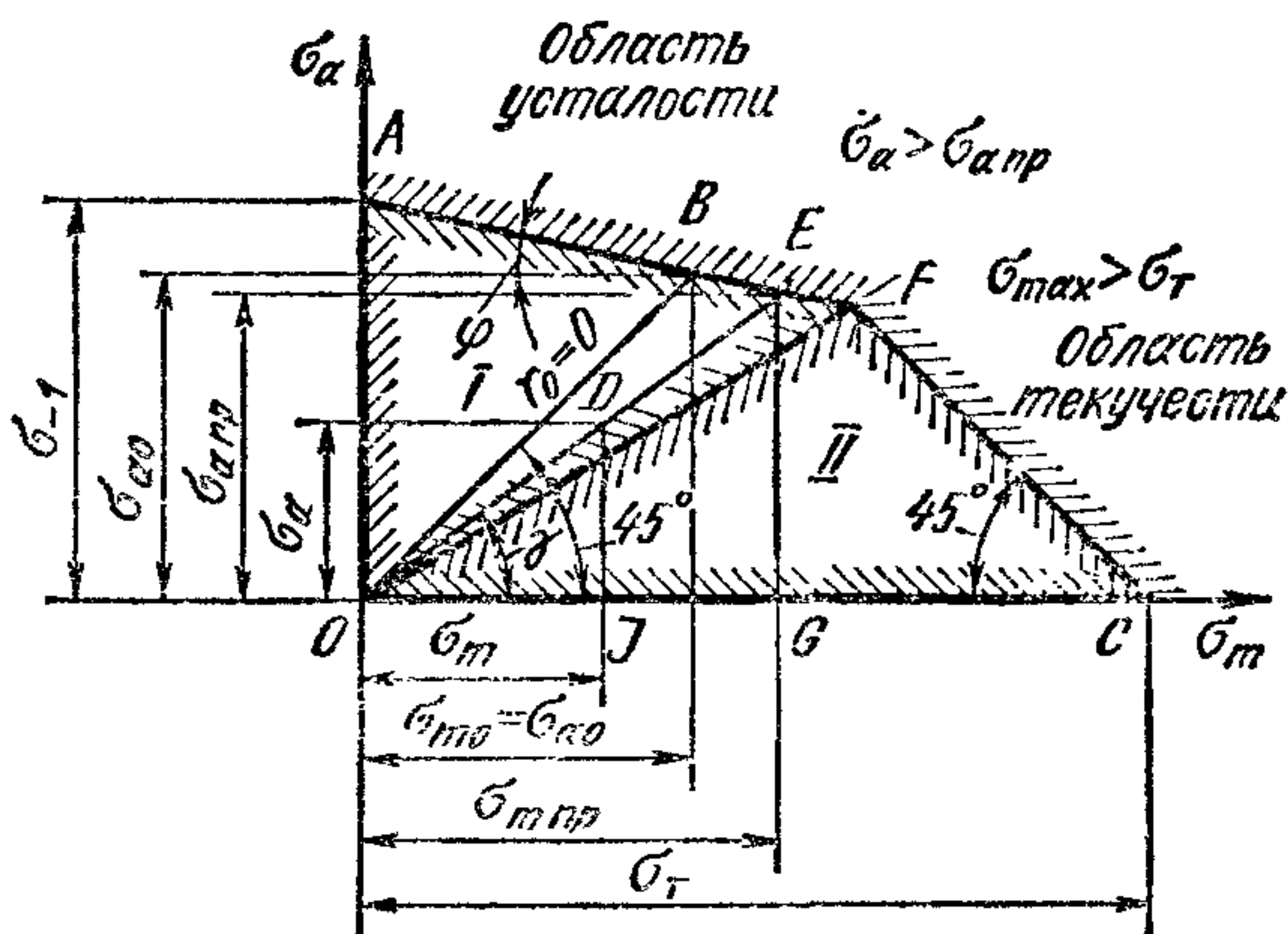


Рис. 237. Диаграмма предельных амплитуд

ных амплитуд на области I и II, для нормальных и касательных напряжений:

$$\sigma_a/\sigma_m = (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})/(1 - \beta_{\sigma}) \quad \text{и} \quad \tau_a/\tau_m = (\beta_{\tau} - \alpha_{\tau})/(1 - \beta_{\tau}),$$

где

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1}/\sigma_T \quad \text{и} \quad \beta_{\tau} = \tau_{-1}/\tau_T.$$

У всех точек, соответствующих различным асимметричным циклам и расположенных в области I, отношения координат будут следующими:

$$\sigma_a/\sigma_m > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})/(1 - \beta_{\sigma}) \quad \text{и} \quad \tau_a/\tau_m > (\beta_{\tau} - \alpha_{\tau})/(1 - \beta_{\tau}),$$

а для области II:

$$\sigma_a/\sigma_m < (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})/(1 - \beta_{\sigma}) \quad \text{и} \quad \tau_a/\tau_m < (\beta_{\tau} - \alpha_{\tau})/(1 - \beta_{\tau}).$$

В соответствии с этим для циклов, относящихся к области I, запасы прочности надо подсчитывать по формулам (267) и (268), т. е. по выносливости, а для циклов, относящихся к области II — по формулам (269) и (270), т. е. по текучести.

При сложном напряженном состоянии, когда в детали одновременно возникают нормальные и касательные напряжения, общий запас прочности n_0 в соответствии с третьей теорией прочности подсчитывают, предварительно определив частные запасы прочности для нормальных n_{σ} и касательных n_{τ} напряжений:

$$n_0 = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

Характеристики прочности наиболее распространенных конструкционных сталей приведены в табл. 30.

30. Механические свойства конструкционных сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{1p}	τ_T	τ_1
	МН/м ²					
40	570—700	310	230—320	180—240	400	140—190
45	600—750	340	250—340	190—250	220	150—200
50	630—800	350	270—350	200—260	—	160—210
50Г	650—850	370	290—360	—	—	—
45Г2	700—900	685	600	—	—	180—220
40Х	750—1100	650—900	320—480	240—340	—	165
45Х	850—1500	650—1300	400—500	—	—	—
40ХН	850—1600	600—1400	460—600	320—420	—	—
40ХНМА	900—1850	600—1600	475—520	—	700	225—380
12ХН3А	950—1400	700—1100	420—640	300	400	220—300
20ХН3А	950—1450	850—1100	430—650	310	—	240—310
18Х2Н4ВА	1150	800—850	300—560	—	—	—
18Х2Н4МА	1150—1400	850—1200	540—620	380	550	300—340
25Х2Н4ВА	1100	950	500	360	600	290
38ХА	860	690	380	—	—	—
30ХМА	930	735	410—460	—	—	225
40ХФА	880—1570	735—1275	380—490	—	—	265
50ХФА	1300—1500	1100—1300	690	—	—	530

БЛОКИ, КАРТЕРЫ, ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ, ГАЗОВЫЕ СТЫКИ

§ 1. Двигатели с жидкостным охлаждением

Блок-картеры. Для двигателей с жидкостным охлаждением блок-картеры выполняют по следующим силовым схемам.

1. С несущим блоком цилиндров, стенки которого растягиваются силами давления газов, передающимися шпильками через головку. При вставной мокрой гильзе в конструкциях с «несущей рубашкой» разрываться будут только стенки водяной рубашки и междуцилиндровых перегородок (рис. 238, *a* и *в*). Блок с верхней половиной картера отливают при этом как одно целое.

2. С несущими силовыми шпильками, ввертываемыми в верхнюю половину картера, сжатой рубашкой и вставной мокрой гильзой (рис. 238, *б*). Блок-картер в подобных конструкциях может быть отлит из алюминиевого сплава.

В однорядных и V-образных двигателях с жидкостным охлаждением цилиндры обычно отливают в виде одного блока и как одно целое с верхней половиной картера. Подобная монолитная отливка обладает большой жесткостью в плоскостях действия сил инерции и давления газов и их моментов. Высокая жесткость блок-картера обеспечивает минимальные деформации в зонах коренных подшипников, гильз цилиндров и плоскости стыков блока с головкой цилиндров. Кроме того, в этом случае наружные стенки и внутренние перегородки могут быть сделаны более тонкими, что несколько снижает массу блок-картера и уменьшает расход металла. Если блок отлит из чугуна, то для крепления головки блока цилиндров устанавливают короткие шпильки, при затяжке которых блок не сжимается.

Масса чугунного блок-картера однорядного карбюраторного двигателя составляет 25—35% массы двигателя, а V-образного короткоходного дизеля при $S/D < 1$ не превышает 25% массы двигателя и при $S/D > 1$ возрастает до 26 ÷ 29%.

Жесткость блок-картера может быть повышена путем:

1) оребрения перегородок, лежащих в плоскостях коренных подшипников, т. е. в плоскостях передачи усилий от коленчатого вала к коренным подшипникам; введения укрепляющих ребер, связывающих приливы для шпилек крышек и гнезда вкладыша коренного подшипника со стенками блок-картера;

2) расположения плоскости крепления нижней половины картера ниже плоскости разъема коренных подшипников; в этом случае

передающиеся от коленчатого вала силы и моменты воспринимаются большим объемом металла с большими площадью поперечного сечения и моментом сопротивления (см. рис. 238, а—в);

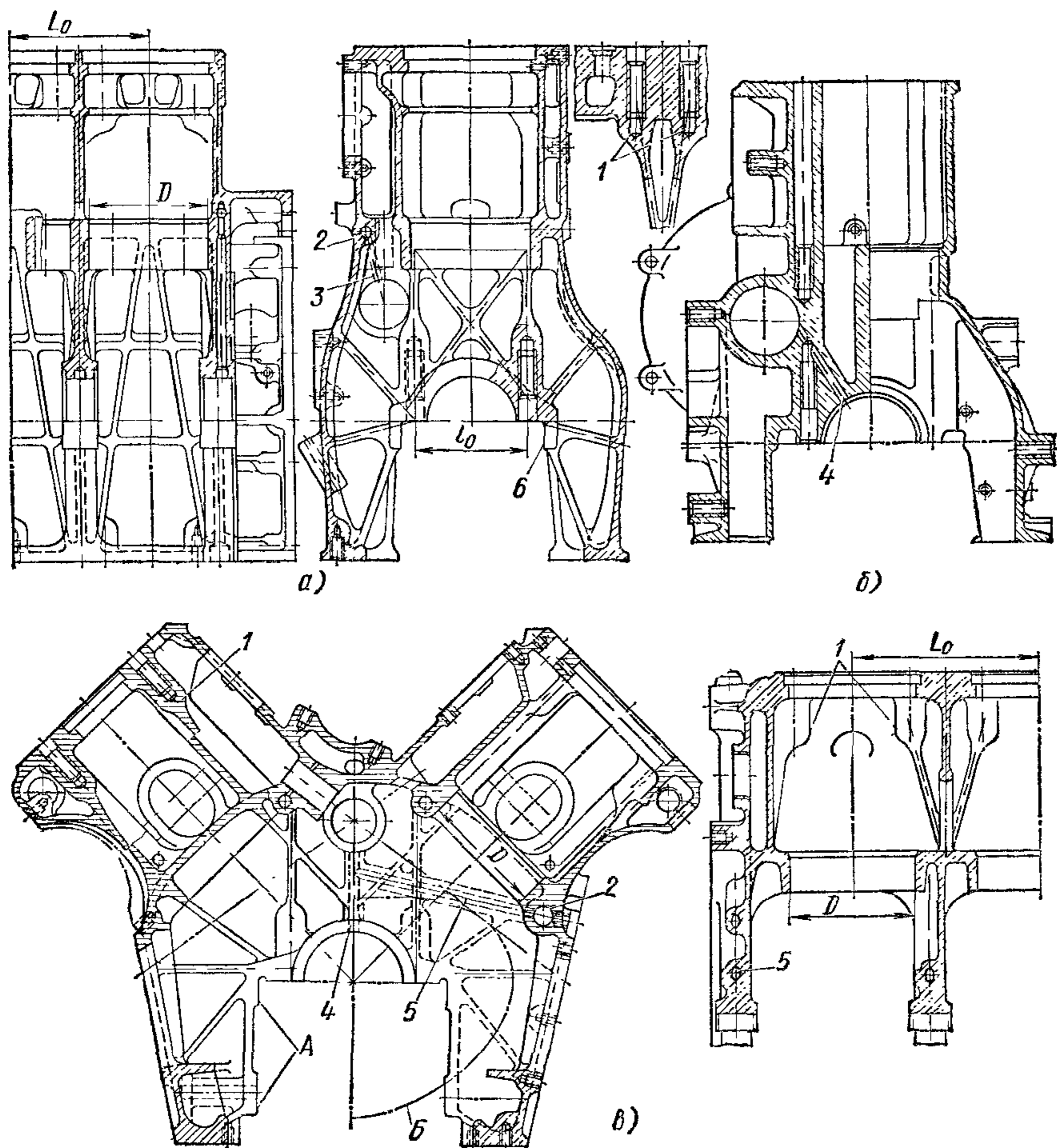


Рис. 238. Блок-картеры двигателей с жидкостным охлаждением:

а — чугунный однорядного дизеля с несущими стенками рубашки и мокрыми гильзами; б — алюминиевый карбюраторного двигателя с несущими шпильками, сжатой рубашкой и мокрыми гильзами, в — чугунный V-образного дизеля с несущими стенками и мокрыми гильзами

3) размещения коренных подшипников после каждого цилиндра, что обуславливает равномерное распределение по длине блока сил и моментов, передающихся от коленчатого вала, и позволяет избежать опасных местных концентраций усилий в верхней половине картера;

4) использования блок-картеров с сухими гильзами или отлитыми как одно целое с блоком;

5) применения туннельного картера (см. рис. 2/47, в), не имеющего плоскостей разъема по коренным подшипникам (двигатель автомобиля «Запорожец»).

Первые три мероприятия сопровождаются увеличением массы блок-картера.

При проектировании ширина картера определяется траекторией крайней внешней точки головки шатунного болта. Минимальное расстояние между ее траекторией и внутренней поверхностью стенки картера обычно не превышает 10—15 мм (кривая Б, рис. 238, в).

Толщина стенок и перегородок верхней половины чугунного картера составляет 5—8 мм, а стенок водяной рубашки и перегородок блока 4—7 мм. В алюминиевой отливке толщина стенок при литье в песчаную форму увеличивается примерно на 1—2 мм.

Применение алюминиевых деталей, отлитых под давлением, позволяет создать тонкие и прочные стенки отливок. В этом случае при переходе от чугунных деталей к алюминиевым значительно уменьшается масса отливок. Соотношение масс чугунных и алюминиевых блок-картеров, отлитых под давлением, в среднем составляет 4 : 1. Исследования показали, что только замена чугунных блок-картеров и головок блока цилиндров алюминиевыми в карбюраторных автомобильных двигателях позволяет уменьшить их массу примерно на 60%. Удельная масса V-образных карбюраторных двигателей с алюминиевыми блок-картерами и головкой блока цилиндров доходит до 1,10—1,15 кг/кВт. Толщина стенок чугунных отливок в настоящее время доведена до 3,2—3,5 мм. В этом случае массы чугунных блок-картеров приближаются к алюминиевым. В конструкциях блок-картеров, особенно из алюминиевых сплавов, переходы от толстых стенок к тонким должны быть плавными.

Усиливающие ребра на перегородках и боковых стенках делают невысокими и утолщенными. Оси силовых шпилек следует располагать по середине толщины стенок, чтобы избежать появления в стенках дополнительных изгибающих напряжений.

Наружный диаметр бобышек в зоне коренных подшипников и длина резьбы в бобышках под шпильки должны быть не менее, чем в 2 раза больше их диаметра.

При проектировании блок-картера необходимо обращать внимание на то, чтобы силы давления газов, действующие на силовые шпильки, передавались от головки блока цилиндров непосредственно шпилькам крышек коренных подшипников (см. рис. 238, б, а) через укрепляющие ребра во внутренних перегородках. В этом случае силы давления газов уравниваются без возникновения в стенках блок-картера дополнительных изгибающих моментов, которые могут привести к появлению опасных напряжений.

Чтобы избежать больших деформаций при затяжке силовых шпилек, толщина опорной стенки чугунного блока цилиндров (со стороны газового стыка) должна быть равна 8—14 мм.

Статические деформации гильзы определяются деформациями опорных кольцевых гнезд верхней плиты блок-картера и фланцев гильзы.

Жесткость опорной зоны блока повышают путем кольцевого опорного пояса, связанного с продольными и поперечными стенками блока, совместно с бобышками для шпилек крепления головки цилиндров.

Конструкции, у которых гильзы отлиты как одно целое с блок-картером (рис. 239, *а* и *б*), имеют повышенную жесткость при меньшей металлоемкости и большую износостойкость поверхностей стенок цилиндров. Подобные конструкции применяют как для бензиновых двигателей, так и для дизелей. Минимальная толщина стенок цилиндра составляет при этом 6 мм; расстояние между наружными стенками соседних цилиндров для прохода воды — не менее 4—5 мм.

Положение оси распределительного вала в блок-картере определяется двумя условиями:

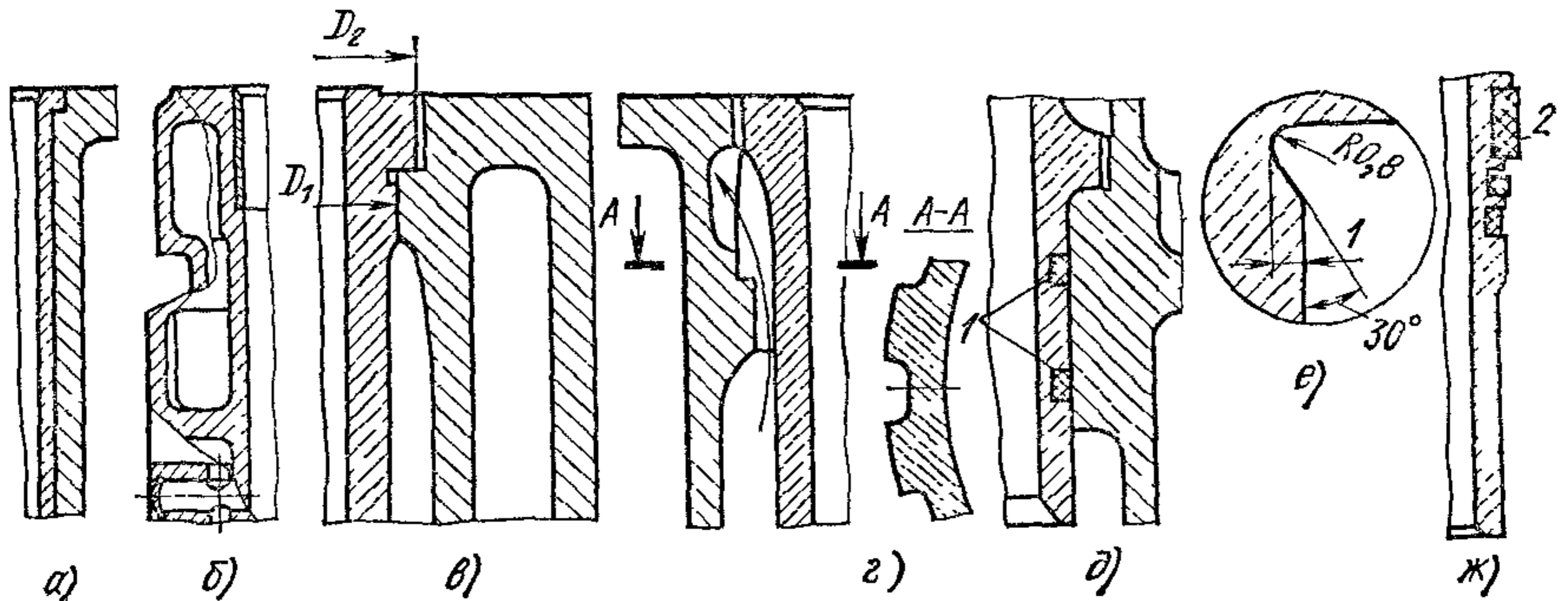


Рис. 239. Гильзы с верхним, средним и нижним опорными поясами:

а — сухая гильза по всей длине цилиндра, *б* — сухая короткая гильза, *в—д* — мокрые гильзы; *е* — подрез у опорного фланца; *ж* — уплотняющее упорное кольцо

1) прохождением опор вала вне траектории головки болта и крайней габаритной точки шатуна;

2) размещением и размерами толкателей клапанного механизма, положение которых в блоке определяется расположением клапанов, а при верхних клапанах также передаточным отношением коромысел и углом наклона штанг.

Расстояние между осями двух соседних цилиндров оценивается отношением L_0/D (где L_0 — расстояние между осями соседних цилиндров; D — диаметр цилиндра), характеризующим компактность двигателя по длине (см. рис. 238, *а*). Величина этого отношения зависит от ряда конструктивных факторов и в первую очередь от:

1) наличия между двумя цилиндрами коренного подшипника и его длины, а также конструкции подшипника (подшипник скольжения или качения);

2) длины шатунной шейки (особенно в V-образных двигателях с шатунами, расположенными последовательно на одной шейке);

3) типа гильзы (сухая или мокрая);

4) наличия прохода для воды между стенками соседних цилиндров.

В табл. 31 приведены значения отношения L_0/D для блок-картеров различных двигателей с жидкостным охлаждением.

31. Значения L_0/D для различных двигателей с жидкостным охлаждением

Тип двигателя	Карбюраторный	Дизель
Однорядный с сухими гильзами, коренные подшипники скольжения расположены через два цилиндра (двухпролетный вал)	1,20—1,24	—
Однорядный с однопролетным коленчатым валом и с подшипниками скольжения	1,20—1,28	1,25—1,30
V-образный с последовательным расположением шатунов на шейке вала и с подшипниками скольжения	1,33	1,47—1,55
С роликоподшипниками в качестве коренных опор	1,30	1,30

Гильзы. Сухие гильзы устанавливают по всей длине цилиндра (см. рис. 239, а) или только в его верхней части (см. рис. 239, б), где наблюдается максимальный износ. Толщина стенки сухой гильзы 2—4 мм. Применение вставных сухих гильз позволяет увеличить износостойкость поверхности при малых затратах дорогостоящих легирующих примесей. Сухие гильзы запрессовывают или вставляют по скользящей посадке с зазором 0,01—0,04 мм. Окончательно поверхность сухой запрессованной гильзы обрабатывают после запрессовки гильзы в блок цилиндров.

Сухие гильзы при скользящей посадке характеризуются худшим теплоотводом и большой неравномерностью радиальной зпюры температур, что вызывает местные деформации. Для устранения этих явлений в зазор между стенкой блока цилиндров и гильзой подводят по каналам в стенках масло из системы смазки.

При использовании мокрых гильз достигаются следующие преимущества: упрощается литье блок-картеров, имеется возможность применения более износостойких материалов, повышается теплоотвод и уменьшается неравномерность нагрева, снижается трудоемкость ремонта.

Мокрые гильзы (рис. 239, в—д) можно заменять в случае их повреждения без снятия двигателя с шасси. Они свободно вставляются в направляющие центрирующие пояса блока. Для сохранения геометрической формы во время работы гильза имеет два направляющих центрирующих пояса: верхний и нижний. Опорные плоскости для мокрой гильзы делают в кольцевых приливах блока, жесткость которых должна быть такой, чтобы при затяжке силовых шпилек как можно меньше нарушалась геометрическая форма гильзы. Максимальная деформация гильзы не должна превышать разности допусков на диаметр, принятых при ее изготовлении.

Опорные плоскости гильзы могут быть расположены в различных местах по высоте блока: в верхней части блока, непосредственно в кольцевом приливе торцевой стенки (см. рис. 239, в); в кольцевом приливе, находящемся ниже опорной плоскости блока на $1/4$ — $1/3$ диаметра цилиндра (см. рис. 239, г); в приливе в нижней части блока (см. рис. 239, д). При более низком расположении опор-

ной плоскости гильзы улучшается охлаждение ее верхней части и поршневых колец, при этом можно избежать коробления наиболее нагретого верхнего пояса гильзы, где нарушение геометрической формы может привести к повышенному износу и задирам поверхностей гильзы, поршня и колец и к увеличению расхода масла.

Опорная кольцевая площадь фланца мокрой гильзы $\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$ не превышает 15% площади поршня. Для уменьшения деформаций верхнего пояса гильзы при затяжке шпилек нижняя и верхняя кольцевые опорные площади (со стороны прокладки и со стороны блока) должны быть равны между собой (см. рис. 239, в), что позволяет избежать возникновения статических деформаций гильзы при затяжке шпилек от момента, изгибающего фланец. Непосредственно под опорным фланцем в месте перехода в гильзе делают проточку (рис. 239, в, е), для того чтобы при затяжке шпилек усилия передавались только на фланец. Оба мероприятия снижают статическую деформацию гильзы в 2 раза и расход масла на угар на 25—35%.

Ширину опорного фланца определяют с учетом величины давления на кольцевой пояс при предварительной затяжке шпилек. Для чугунных блоков это давление должно быть не более 380—420 МПа, а для алюминиевых 140—180 МПа. Высоту фланца следует принимать равной $0,1 D$.

В стенках мокрых гильз при изменении положения шатуна и направления действия нормальных сил возникают динамические деформации, вызываемые ударами поршня при его «перекладке» в в. м. т., сопровождающиеся высокочастотными вибрациями, в результате которых возникают кавитационные разрушения наружных поверхностей гильз. Амплитуда ударных сил во многом зависит от зазора в паре поршень — гильза и от профиля поверхности поршня по высоте.

Наиболее эффективными методами снижения динамических деформаций гильзы являются повышение ее жесткости, более плотная ее посадка в направляющих поясах, уменьшение зазоров между поршнем и гильзой и подбор профиля поршня.

Жесткость блока цилиндров во многом зависит от типа гильзы и ее установки. При сухих запрессованных гильзах (см. рис. 239, а и б) жесткость блока больше, чем при мокрых гильзах (см. рис. 238, а и б).

Для обеспечения надежного газового стыка торец гильзы должен несколько выступать над опорной плоскостью блока, тогда основная часть силы затяжки шпилек будет приходиться на фланец гильзы. Высота выступа изменяется в пределах 0,05—0,15 мм в зависимости от диаметра гильзы и конструкции уплотняющей прокладки.

Силовые шпильки для крепления головки цилиндров стремятся разместить на возможно меньшем и одинаковом радиусе от оси цилиндров. Шпильки ввертывают в отдельные приливы 1 (рис. 238, а и в), связанные со стенками водяной рубашки внутренними поперечными перегородками и верхней опорной плоскостью блока или вы-

полненные в сплошном колодце, отлитом как одно целое с продольными и поперечными стенками блока.

Уплотнение нижнего стыка мокрой гильзы и блока достигается обычно с помощью двух резиновых колец 1 (рис. 239, *б*), канавки для которых протачиваются на наружной поверхности направляющего пояса гильзы. В некоторых конструкциях устанавливают дополнительное уплотняющее опорное кольцо 2 (рис. 239, *ж*).

Толщину стенок цилиндра выбирают из условия получения достаточной жесткости, при которой оваллизация цилиндра не будет возникать как при сборке двигателя, так и во время его работы под действием нормальной силы поршня. Толщина стенок мокрых чугунных гильз колеблется в пределах 5—8 мм. Ее выбирают с учетом возможности растачивания гильзы при ремонте. Длину гильзы устанавливают из условия выхода нижней кромки поршня при его положении в н. м. т. до $0,2 D$.

При положении поршня в н. м. т. его уплотняющий пояс должен соприкасаться с гильзой, омываемой охлаждающей жидкостью. Последним условием определяется нижний уровень жидкости в рубашке.

Долговечность гильз зависит от следующих факторов: конструкции гильзы; материалов гильзы и поршневых колец и технологии их изготовления; микрогеометрии поверхности гильзы и кольца; твердости ее поверхности; стабильности теплового состояния цилиндра, не зависящего от режимов работы двигателя; качества топлива и масла; очистки воздуха; системы охлаждения и условий эксплуатации двигателя. В качестве мероприятий, повышающих долговечность гильз, рекомендуется следующее:

1. Установка в системе охлаждения термостата, который позволяет поддерживать стабильное тепловое состояние двигателя в пределах $90—95^{\circ} \text{C}$ независимо от скоростного и нагрузочного режимов его работы. При использовании термостата средняя температура стенок на режимах частичных нагрузок не понижается ниже критического значения (140°C), при котором возникает коррозионный износ. Время прогрева двигателя после пуска в случае наличия термостата сокращается. При применении термостатов износ гильз уменьшается примерно в 2 раза.

2. Размещение перед радиатором жалюзи, управляемых вручную или отдельным термостатом.

3. Вентиляция картера для удаления пропущенных компрессионными кольцами газов, которые ухудшают качество масла и вызывают быстрое его осмоление.

4. Установка полнопоточного фильтра тонкой очистки масла.

5. Применение двухступенчатой и трехступенчатой очистки воздуха с обязательным использованием бумажных фильтров.

Исследованиями установлено, что большое влияние на износ гильз и поршневых колец оказывает шероховатость их поверхностей (микрогеометрия поверхности). В условиях граничного трения между верхним кольцом и стенкой гильзы (в зоне в. м. т.) оптимальная высота неровности поверхности составляет $0,35—0,45$ мкм.

Сочетание пористого хромирования верхнего кольца (каналы и поры в слое пористого хрома способствуют адсорбированию смазки) с указанной шероховатостью поверхности гильзы позволяют получить оптимальные условия для питания трущихся поверхностей маслом и повышения износостойкости колец и гильз.

Коренные подшипники. Крышки подшипников коленчатого вала крепят болтами или шпильками (см. рис. 238, *a—e*). Для алюминиевых картеров применяют только шпильки, а для чугунных — болты и шпильки. Расстояние от оси шпилек до оси коленчатого вала для уменьшения момента, изгибающего крышку, выбирают возможно меньшим. В существующих конструкциях (см. рис. 238, *a—e*) рас-

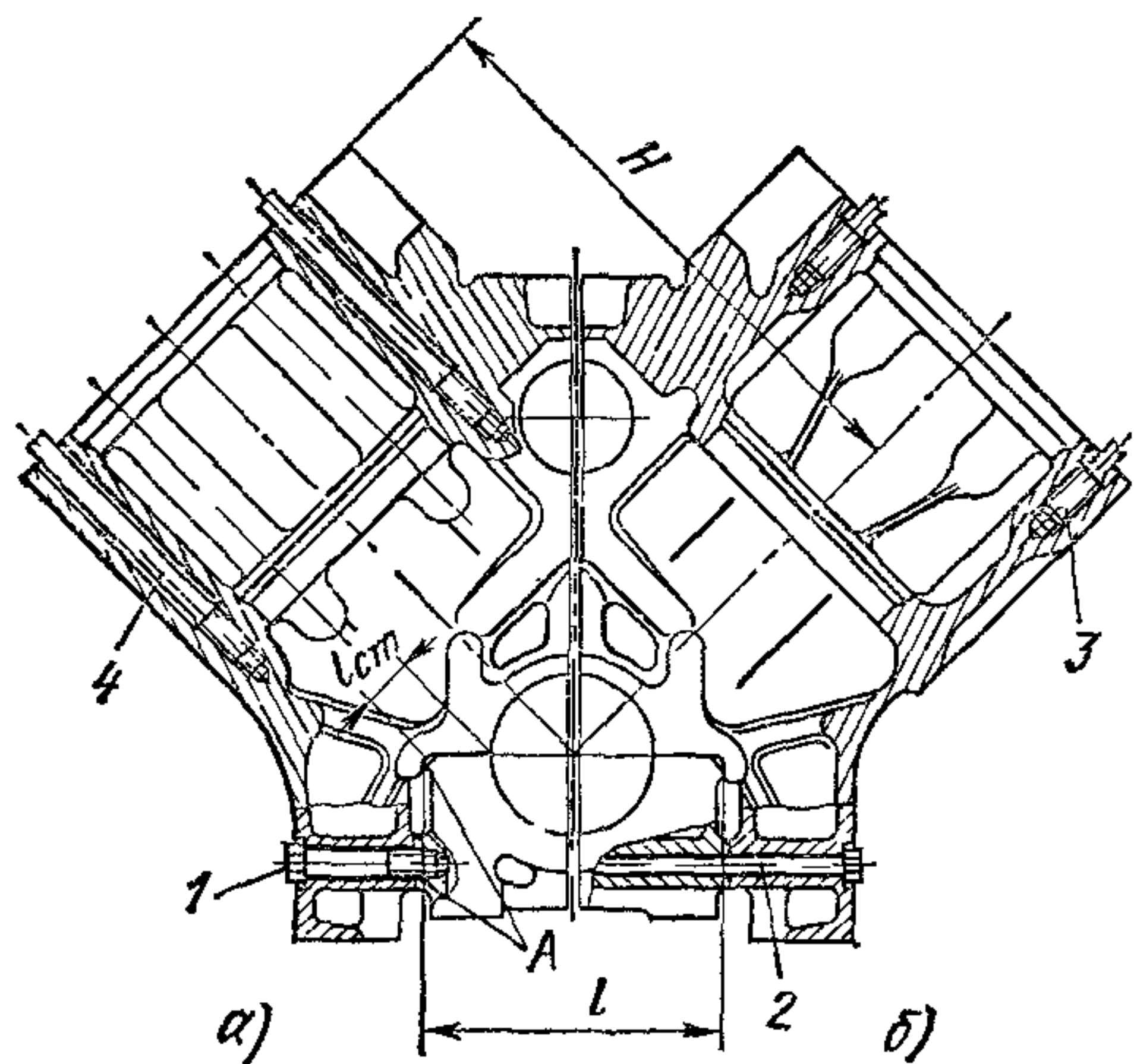


Рис. 240. Дополнительные силовые связи крышки с картером с помощью стяжных болтов и сквозных шпилек

стояние между осями шпилек крышки $l_0 = (1,01 \div 1,1) D$. Ширину стыка $l_{ст}$ (рис. 240) крышки с картером для предотвращения его раскрытия следует делать возможно большей. Резьбу в отверстиях для шпилек или болтов нарезают в блок-картере на некотором расстоянии от плоскостей стыков (см. рис. 238, *a—e*), чтобы обеспечить плотную посадку крышки, так как при ввертывании шпилек или болтов крайние витки резьбы в картере и опорная плоскость могут деформироваться, в результате чего возникнет концентрация напряжений на плоскостях стыка. Для придания большей жесткости узлу коренного подшипника и предохранения его от раскачивания крышки по бокам фиксируют обработанными плоскостями *A* (см. рис. 238, *a, e*) в приливах картера. Приливы связаны со стенками картера ребрами. В V-образных дизелях коренные подшипники и верхняя половина картера нагружаются значительными силами и моментами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этом случае для повышения жесткости узла коренных подшипников значительно увеличивают высоту боковых плоскостей крышек и предусматривают дополнительные связи крышек со стенками картера в виде двух стяжных тонких сквозных шпилек *2* (рис. 240, *б*) или болтов *1* (рис. 240, *а*). Крышки могут также фиксироваться прецизионными штифтами.

Для подвода масла к коленчатому и распределительному валам в верхней части картера в специальном приливе вдоль двигателя сверлят магистральный канал *2* (см. рис. 238, *a, e*) диаметром 10—14 мм. К коренным подшипникам и подшипникам распределительного вала масло поступает по каналам *3—5* диаметром 5—8 мм.

Вкладыши коренных подшипников коленчатого вала (рис. 241) устанавливают в расточке картера и крышки с натягом; при этом высота вкладыша должна быть больше радиуса постели в картере. В чугунных картерах максимальный натяг не превышает 0,06—0,08 мм (при наружном диаметре вкладыша 65—100 мм). В картере из алюминиевых сплавов вследствие их большого коэффициента линейного расширения натяг делают несколько большим. Под натягом понимают разность между внешним диаметром вкладыша и диаметром постели.

От проворачивания и осевых перемещений вкладыши фиксируют штифтами, запрессованными в картер и крышку, или отгибными «усиками» 1 (рис. 241, а, б), упирающимися в стыковые плоскости картера и крышки.

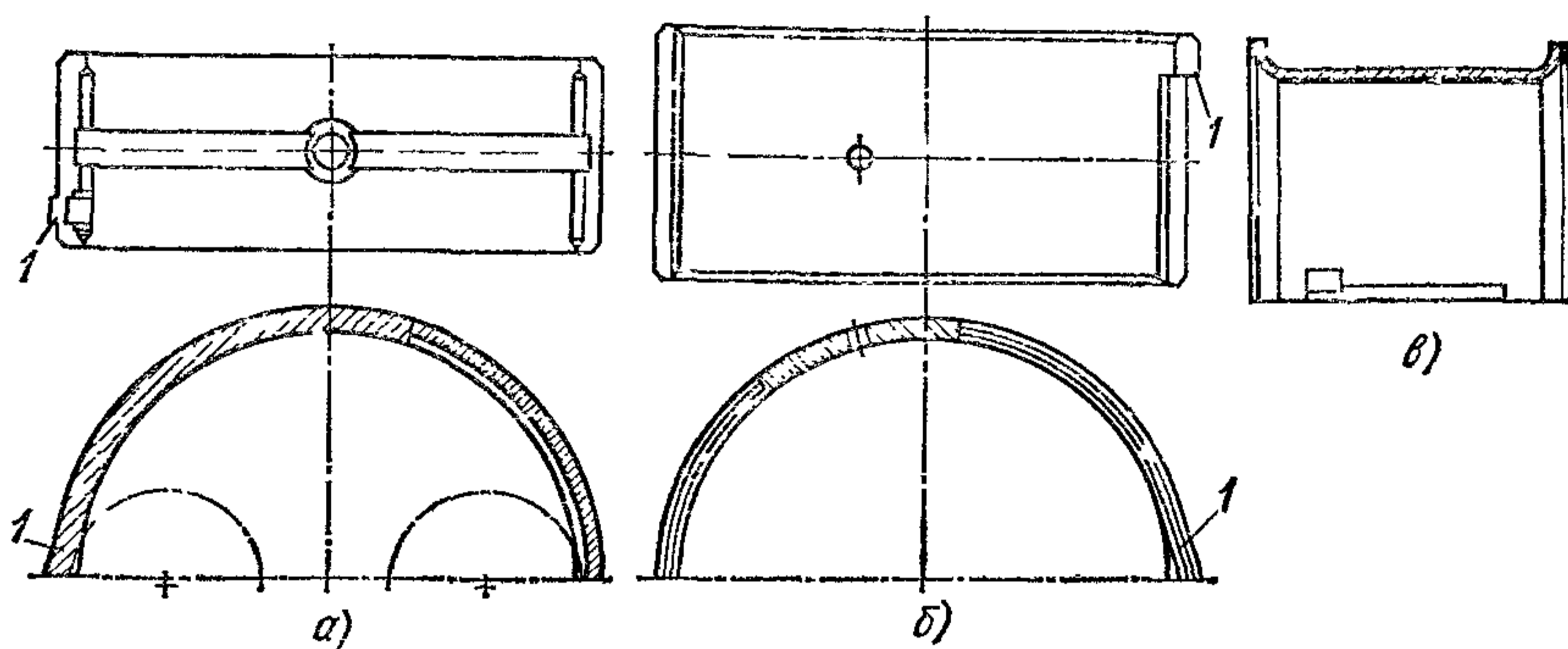


Рис. 241. Вкладыши подшипников коленчатого вала:

а — коренной шейки, б — шатунной шейки, в — упорного

Радиальная толщина тонкостенных стальных вкладышей карбюраторных двигателей составляет $(0,03 \div 0,04) d_{к.ш}$, где $d_{к.ш}$ — диаметр коренной шейки вала при толщине слоя баббита примерно 0,2—0,5 мм. В дизелях толщина вкладыша достигает $(0,045 \div 0,05) \times d_{к.ш}$ при толщине заливки свинцовистой бронзы 0,3—0,7 мм. В алюминиевых конструкциях радиальную толщину вкладышей для повышения их жесткости делают 1,5—1,7 раза больше из-за опасности заземления шеек вала при отрицательных температурах (охлаждении двигателя). Диаметральные зазоры в коренных подшипниках $\Delta_{к.ш} = (0,0004 \div 0,0012) d_{к.ш}$.

Надежность подшипников зависит от деформаций их постелей в блок-картере и крышках, вызываемых остаточными термическими напряжениями, возникающими при остывании отливок. Остаточные напряжения при недостаточном искусственном старении приводят к несоосности коренных опор, искажению геометрической формы постелей коренных подшипников, проворачиванию вкладышей, отслаиванию антифрикционного сплава и надирам поверхностей шеек вала.

Головки цилиндров. В стенках головок цилиндров возникают напряжения от затяжки силовых шпилек, действия сил газов не-

равномерного нагревания по объему. Считается, что остаточные напряжения, появляющиеся при остывании отливки головки, снимаются при искусственном старении или отжиге.

Термические напряжения как результат неравномерного нагревания силовой плиты головки достигают 250 МН/м^2 и могут значительно превышать механические напряжения.

Температура поверхности, омываемой газами, достигает в чугунных головках примерно 350°С . Градиенты температур по толщине стенки составляют $8\text{--}10^\circ \text{С/мм}$ и на плоскости в радиальных направлениях $6\text{--}8^\circ \text{С/мм}$. Перепады температур между отдельными точками силовой стенки чугунной головки доходят до 150°С . Температуры выравнивают, создавая направленные потоки более холодной воды, которая поступает из блока по каналам к наиболее нагретым зонам: к седлу нагнетательного клапана, к перемычкам между клапанами, вихревой камерой и форсункой или выпускным патрубком. В некоторых конструкциях отлиты направляющие ребра или запрессованы подводящие трубки или направляющие колпачки.

Максимальные температуры головок из алюминиевых сплавов не превышает 200°С , перепады 60° , а градиенты температур $1,5\text{--}2^\circ \text{С/мм}$. Алюминиевые сплавы в меньшей степени воспринимают тепло от газов и имеют лучшую теплопроводность. Поэтому в двигателях с напряженным рабочим процессом, например при наддуве, целесообразно применять алюминиевые сплавы. В головках из алюминиевых сплавов значительно снижается температура клапанов, их седел и форсунок.

Конструкция головки цилиндров зависит от формы камеры сгорания, расположения клапанов, свечей или форсунок, впускных и выпускных каналов, наружных трубопроводов и направления потоков охлаждающей жидкости.

В карбюраторных двигателях с верхним расположением клапанов широко распространены полусферические камеры сгорания с двусторонним поперечным или односторонним продольным размещением клапанов, а также клиновидные (см. рис. 82) камеры с односторонним расположением клапанов в ряд. Степени сжатия в этих камерах достигают $8\text{--}9$.

Все большее распространение получают бензиновые двигатели с тангенциально расположенными или винтовыми впускными каналами *1* (рис. 242), обеспечивающими интенсивное вращение рабочего заряда в цилиндре и его турбулизацию. Наибольший эффект в отношении улучшения энергетических и экономических показателей и снижения токсичности отработавших газов достигается при симметричных камерах сгорания, расположенных в поршне (см. рис. 257, *д*). Конструкция плоской головки при этом упрощается, так как размещение впускных каналов (тангенциальных или винтовых) с необходимыми проходными площадями не вызывает затруднений (см. рис. 242).

Конструкции головок цилиндров дизелей зависят от способа смесеобразования и типа камеры сгорания (см. рис. 211 и 213). Выбор числа шпилек и их равномерное размещение являются основ-

ной задачей при проектировании головок. Оба мероприятия обеспечивают надежность газового стыка.

В дизелях с непосредственным впрыском камеры сгорания имеют сравнительно простую форму. Их размещают обычно в поршне (см. рис. 256, б, е), форсунку 1 (рис. 243, а) располагают вертикально или наклонно с незначительным смещением от оси цилиндра. При этом впускные и выпускные клапаны легко вписываются в окружность цилиндра. Впускные каналы 2 в таких дизелях для получения интенсивных воздушных вихрей выполняются тангенциальными или винтовыми.

Наиболее сложным является изготовление головок цилиндров с разделенными камерами — с вихревой камерой и предкамерой (см. рис. 243). При недостаточно интенсивном и организованном охлаждении перемычек между клапанами и между камерой и клапанами в головках цилиндров с такими камерами могут возникать термические трещины.

Головки цилиндров в блочных конструкциях выполняют в виде одной отливки для одного ряда цилиндров (рис. 243, б и в).

В двигателях с верхним расположением клапанов высота головки H_r цилиндров определяется площадью и формой проходного сечения канала впускного клапана и высотой проходов для охлаждающей жидкости между стенками головки и выпускного канала.

Толщину нижней опорной стенки головки выбирают из условия получения достаточной жесткости, чтобы избежать коробления седел клапанов при нагрузке головки силами давления газов, и создания надежного газового стыка. Толщина нижней опорной стенки чугунной и алюминиевой головок δ_r (рис. 243, б), как и толщина стенок водяной рубашки δ_p , возрастает с увеличением диаметра цилиндра. Толщина этой стенки чугунных литых головок цилиндров в диапазоне изменений диаметра цилиндра $D = 80 \div 150$ мм может быть выражена в соответствии с имеющимися статистическими данными следующими линейными зависимостями:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Дизели } \delta_r = 1,5 + 0,09D \\ \text{Карбюраторные двигатели } \delta_r = 0,09D \end{array} \right\} \delta_p = 2,2 + 0,03D$$

В головках из алюминиевого сплава опорную стенку делают примерно на 2 мм толще.

Выпускные каналы 1 в большинстве конструкций выполняют для каждого цилиндра отдельно. Это объясняется, во-первых, стрем-

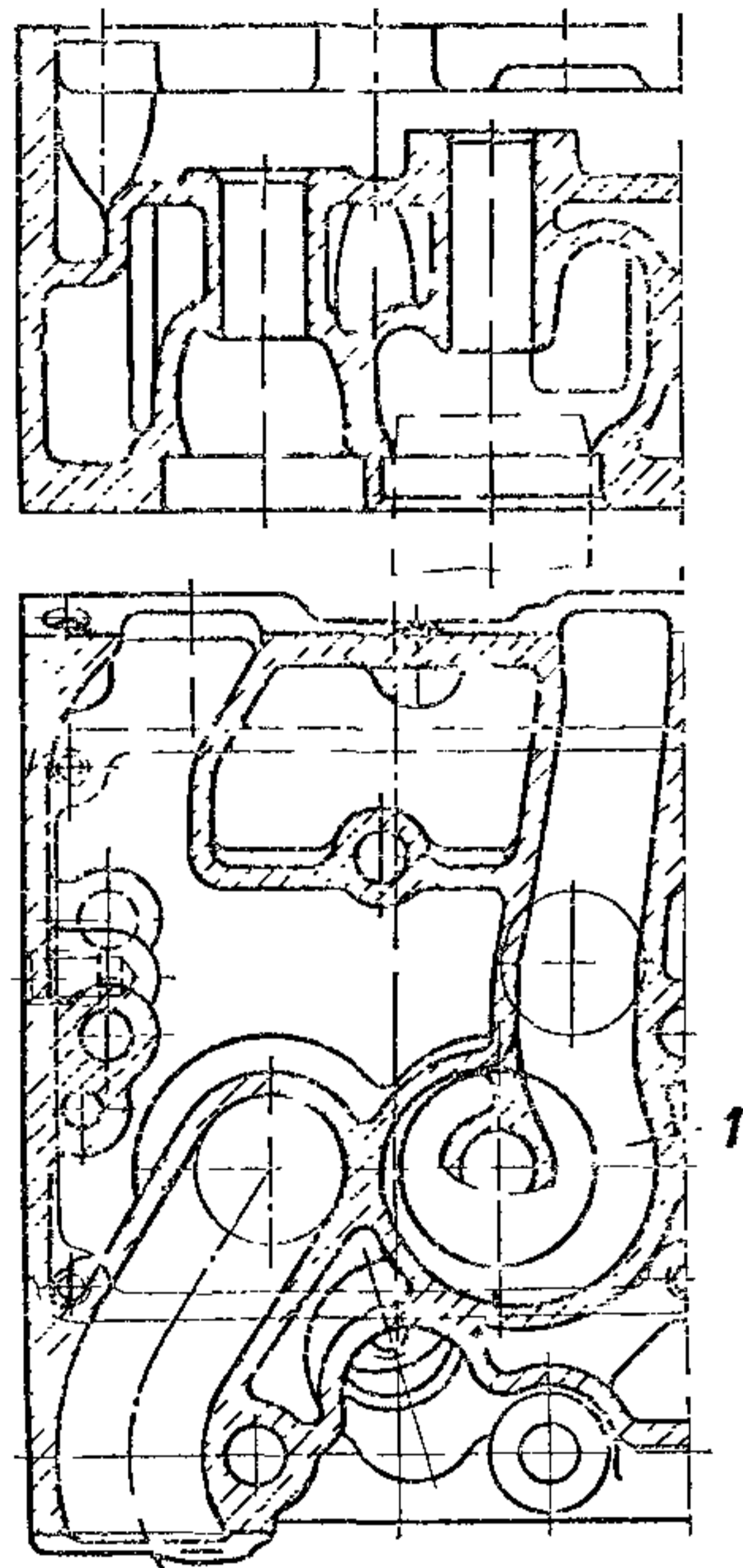


Рис. 242. Головка цилиндров бензинового двигателя с винтовым впускным каналом

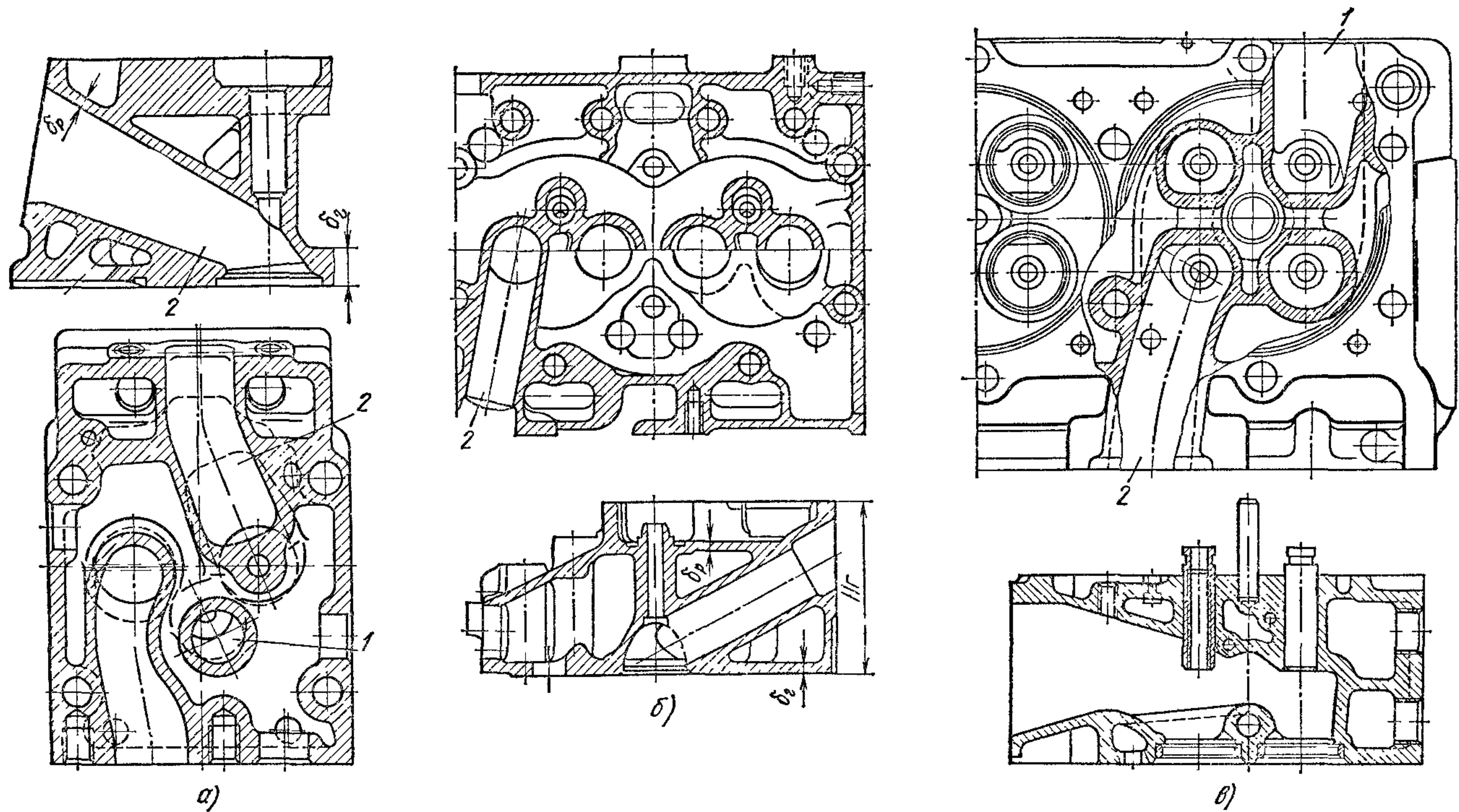


Рис. 243. Головки цилиндров:

а — индивидуальная с тангенциальным впускным каналом, б — общая для блока цилиндров с прямыми обработанными тангенциальными каналами, в — общая четырехклапанная

лением избежать перегрева, так как продолжительность соприкосновения стенок патрубка с горячими газами в случае объединения каналов значительно возрастает, и, во-вторых, тем, что выпускные патрубки крайних цилиндров оказываются наиболее удаленными от середины двигателя. Вследствие этого впускные клапаны можно разместить ближе к центру двигателя, уменьшив тем самым длину пути свежего заряда к крайним цилиндрам.

В карбюраторных двигателях с полусферическими камерами сгорания и с развалом клапанов трубопроводы иногда располагают с разных сторон головки. Впускной трубопровод подогревается при этом отработавшими газами, поступающими по обводной трубе, или жидкостью, охлаждающей двигатель. Впускные и выпускные каналы головок с полусферическими камерами сгорания имеют высокие аэродинамические качества.

Длина выпускного канала по возможности должна быть короткой для меньшего отвода тепла в систему охлаждения. При проектировании особое внимание следует уделять подводу воды к седлу и приливам направляющей втулки выпускного клапана, так как надежность его во многом зависит от температурного режима.

Свечи зажигания в двигателях с искровым зажиганием ввертывают в бобышки головки, которые со всех сторон должны омываться охлаждающей жидкостью. При частичном омывании водой для улучшения теплоотвода бобышки рекомендуется делать массивными. Диаметр резьбы свечей 18, 14 и 10 мм. В двигателях с высоким тепловым режимом следует устанавливать свечи малого диаметра, имеющие меньшую поверхность нагрева и более низкую температуру.

У большинства дизелей с разделенными камерами сгорания вихревые камеры и предкамеры делают составными. Верхнюю часть вихревой камеры отливают иногда как одно целое с головкой, а нижнюю часть с горловиной изготовляют из жаростойкой стали, вставляют со стороны опорной плоскости головки, фиксируют и закрепляют. Предкамеры монтируют с наружной стороны головки (см. рис. 243).

Форсунки устанавливают в гнезда, отлитые и обработанные в головке, или во вставные медные гильзы.

При центральном расположении форсунки у дизелей с непосредственным впрыском трудно разместить клапаны требуемых размеров в одной плоскости с форсункой (двухклапанная система), и их приходится смещать (рис. 243, а и б) в сторону от оси цилиндра на расстояние $e = (0,04 \div 0,15) D$. В качестве мероприятий, облегчающих размещение клапанов в дизелях с непосредственным впрыском, можно рекомендовать наклонное расположение форсунки и эксцентричное относительно оси цилиндра размещение камеры сгорания в поршне (см. рис. 256). При четырех клапанах центральное расположение форсунки не вызывает каких-либо конструктивных затруднений.

Для создания более надежного газового стыка, особенно при работе с высоким наддувом, применяются индивидуальные для каждого цилиндра головки (рис. 243, а). Их преимуществами являются

высокая надежность в эксплуатации, исключение влияния соседних цилиндров на газовый стык, возможность равномерного по окружности размещения силовых шпилек, создание равномерного давления на прокладку стыка и, как следствие, уменьшение остаточных деформаций гильзы при затяжке шпилек, облегчение монтажно-демонтажных работ. При применении индивидуальных головок в V-образных двигателях не требуется удлинять блок-картер.

Уплотнение газового стыка. Для уплотнения газового стыка устанавливают прокладки, которые должны длительное время выдерживать высокие температуры и быть достаточно упругими, чтобы

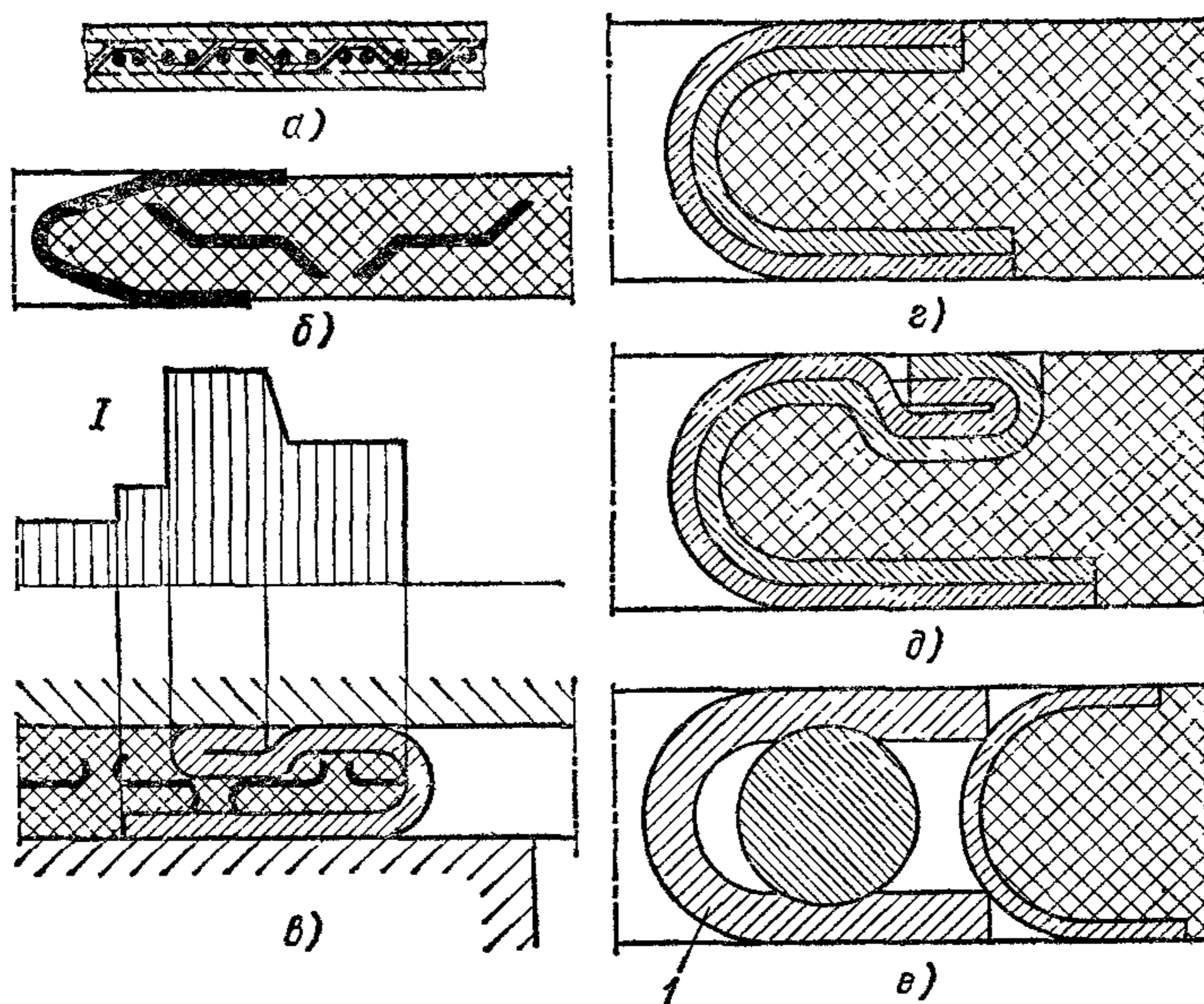


Рис. 244. Прокладки газовых стыков двигателей с жидкостным охлаждением и эпюра давления на стыке

заполнить на опорных поверхностях блока цилиндров и головки все неровности поверхностей глубиной до 0,05 мм, остающиеся после обработки резанием, и неровности до 0,2—0,3 мм, возникающие при затяжке шпилек на опорной плоскости блока (если резьба не утоплена).

Для надежного уплотнения места сопряжения блока, гильзы и головки должны иметь возможно бóльшую жесткость, обеспечивающую наименьшие искажения их форм и опорных поверхностей при затяжке шпилек.

На рис. 244 показаны конструкции различных прокладок. В настоящее время применяют прокладки следующих типов.

1. Цельнометаллические из алюминия или меди, имеющие твердость, значительно меньшую, чем твердость материала головки блока. Подобные прокладки устанавливают в двигателях с жесткими голов-

ками цилиндров и блоками, в том числе с индивидуальными головками при большой силе затяжки силовых шпилек.

2. Металлические, состоящие из набора тонких листов. Прокладка может быть выполнена с переменной жесткостью путем уменьшения в некоторых местах числа листов. Для окантовки вокруг выреза под камеру сгорания используют один из наружных листов. Эти прокладки, применяемые на дизелях, надежно уплотняют газовый стык в конструкциях с жесткими блоками и головками при большой силе затяжки силовых шпилек.

При использовании жестких прокладок повышаются деформации в верхней части блока и гильзы.

3. Мягкие спрессованные, состоящие из двух листов графитизированного асбестового картона, наложенного на стальную сетку (рис. 244, а) или стальной перфорированный лист (рис. 244, б и в), что увеличивает прочность прокладки и дает возможность ее устанавливать повторно. Асбестовые волокна для повышения прочности пропитывают резиной или специальными связующими жаростойкими материалами.

Прокладки такого типа изготовляют толщиной 1,1 мм и более. Их устанавливают на карбюраторных двигателях и дизелях. Толщина прокладки определяется неровностями стыковых плоскостей, жесткостью стягиваемых деталей и деформациями уплотняющего материала. Периодически повторяющиеся во время работы двигателя деформации стыковых плоскостей компенсируются упругостью прокладок. Величина допустимых упругих деформаций прокладки зависит от ее толщины. Деформации стягиваемых деталей с увеличением толщины прокладки возрастают.

Для повышения упругих свойств и надежности прокладки окантовывают отверстия под камеру сгорания (рис. 244, б и в). В зоне окантовки толщина прокладки больше, что обеспечивает большие удельные давления по контуру газового стыка. Окантовка также защищает прокладку от действия газов.

В связи с появившейся необходимостью установки мягких прокладок на дизелях с высокими давлениями сгорания применяют прокладки с утолщенной окантовкой и загибом ее в паз (рис. 244, в) с двойной окантовкой (рис. 244, г), с двойной окантовкой и с загибом ее в паз (рис. 244, д), с защитой от действия газов кольцом 1 с калиброванной проволокой внутри (рис. 244, е) или упругой навитой цилиндрической пружиной, которая после затяжки болтов принимает форму овала или эллипса. Прокладки выпускают с минимальным диаметром цилиндрической пружины от 1,3 мм и выше.

Усталостная прочность прокладок может быть повышена путем применения упругих окантовок (см. рис. 244, е). Размах максимальных допустимых деформаций при этом может быть увеличен в 2 раза (с 7 до 14 мкм).

В некоторых двигателях устанавливают отдельно на каждом цилиндре уплотняющие кольца из красной меди или алюминия, врезая их в торец гильзы. На плоскости головки в этом случае должны

иметься обработанные кольцевые выступы. Жидкостный стык уплотняют резиновыми кольцами 1, 2 (рис. 239, д, ж).

Нижняя половина картера. В автомобильных двигателях нижняя половина картера обычно не является несущей. Ее штампуют из листовой стали толщиной 1—1,5 мм или отливают из алюминиевого сплава. Вдоль картера по всей его ширине устанавливают маслоуспокоительные сетки для уменьшения расхода масла.

Конструкции уплотнения стыка нижней половины картера со стороны механизма привода могут быть различными (рис. 245). На рис. 245, а показана конструкция, в которой продольные плоскости

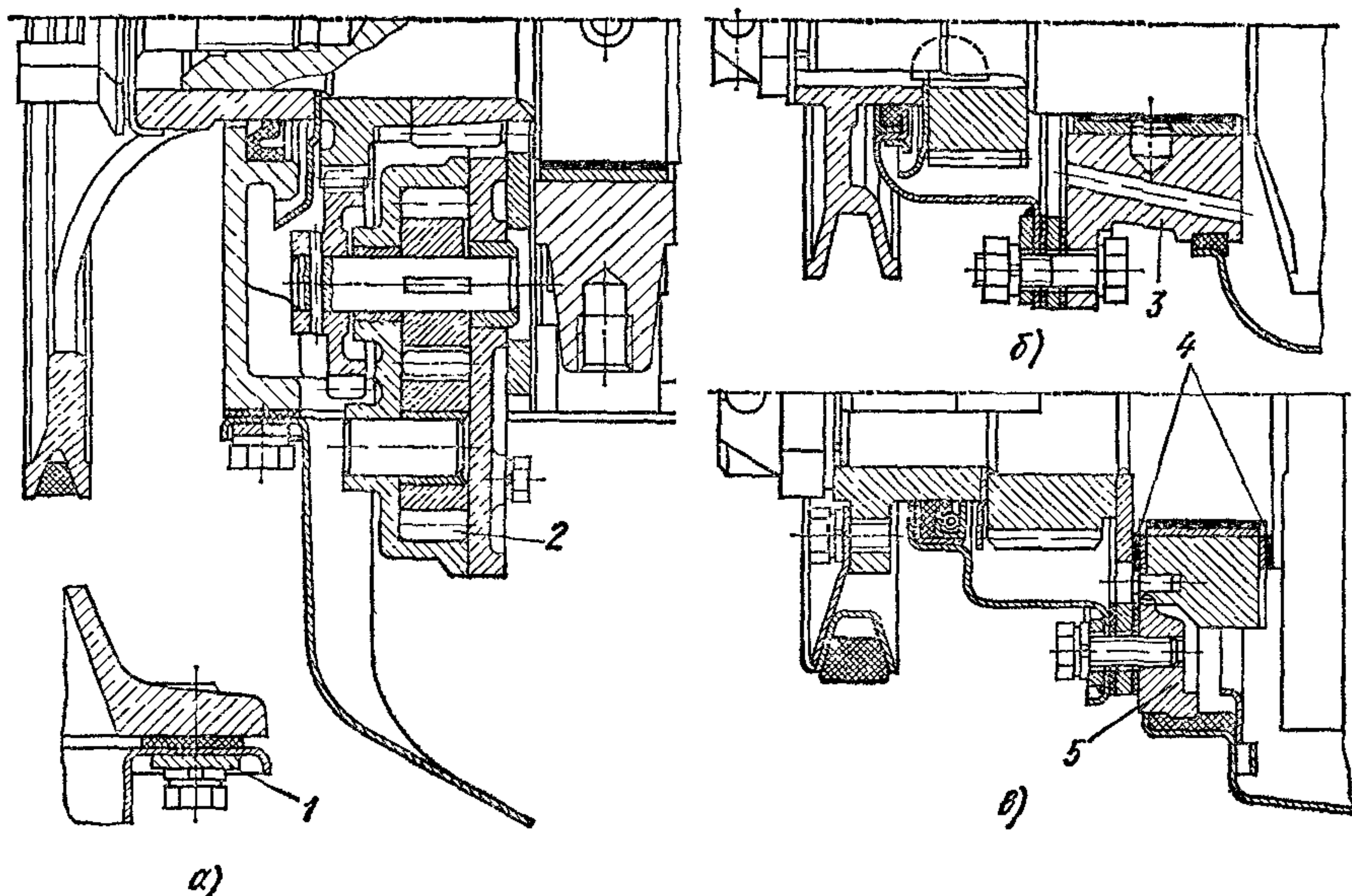


Рис. 245. Стыки нижней половины картера со стороны механизмов привода

стыка верхней и нижней половин картера расположены ниже оси коленчатого вала, но на одной высоте с передней поперечной опорной плоскостью крышки механизма привода. Для уменьшения числа болтов, крепящих тонкостенный штампованный картер, вдоль всей плоскости стыка устанавливают наружную пластину 1 из листовой стали, повышающую жесткость опорного борта. Пластины приваривают к картеру точечной сваркой.

При размещении опорных плоскостей обеих половин картера в плоскости оси коленчатого вала передний стык осуществляется по цилиндрической поверхности крышки 3 (рис. 245, б) переднего коренного подшипника или привернутого фланца (рис. 245, в). В том случае, когда плоскость разъема картера смещена вниз относительно оси коленчатого вала, стык со стороны маховика уплотняется по плоскости крышки заднего коренного подшипника; при этом две вертикальные стыковые плоскости, расположенные по бокам крышки

и верхнего картера, до плоскости разъема подшипника уплотняют деревянными прокладками 1 (рис. 246, а, д); плоскости нижней половины привертываемого фланца 2 (рис. 246, б), состоящего из двух

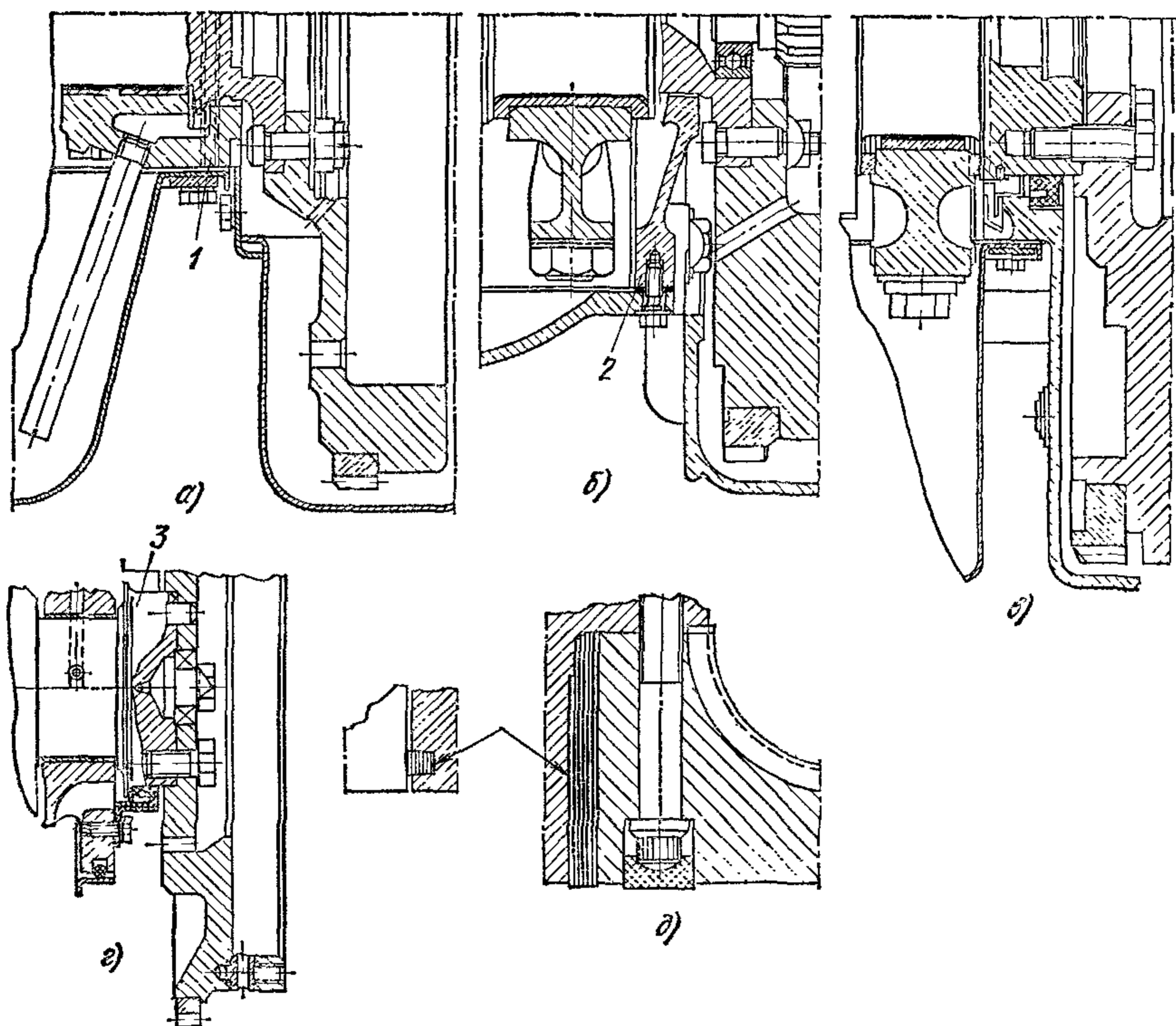


Рис. 246. Стыки нижней половины картера со стороны маховика

частей; плоскости картера маховика (рис. 246, е) и по цилиндрической поверхности ступицы 3 маховика (рис. 246, г).

§ 2. Двигатели с воздушным охлаждением

Двигатели с воздушным охлаждением делают с отдельными цилиндрами, которые крепят к верхней половине картера. Цилиндры этих двигателей могут быть изготовлены по двум силовым схемам: с несущими шпильками (рис. 247, а) и сжатым цилиндром и с несущим цилиндром (рис. 247, б), растягиваемом в осевом направлении силами давления газов. В первом случае длинные силовые шпильки 1 подтягивают через головку отдельные цилиндры к опорной плоскости картера и одновременно обеспечивают плотность газового стыка, во втором — цилиндры прикрепляют к картеру короткими шпильками 2 (четыре — шесть шпилек) через опорный фланец, а головку навертывают на цилиндр или подтягивают к нему с помощью шпилек.

В двигателях с воздушным охлаждением целесообразно приме-

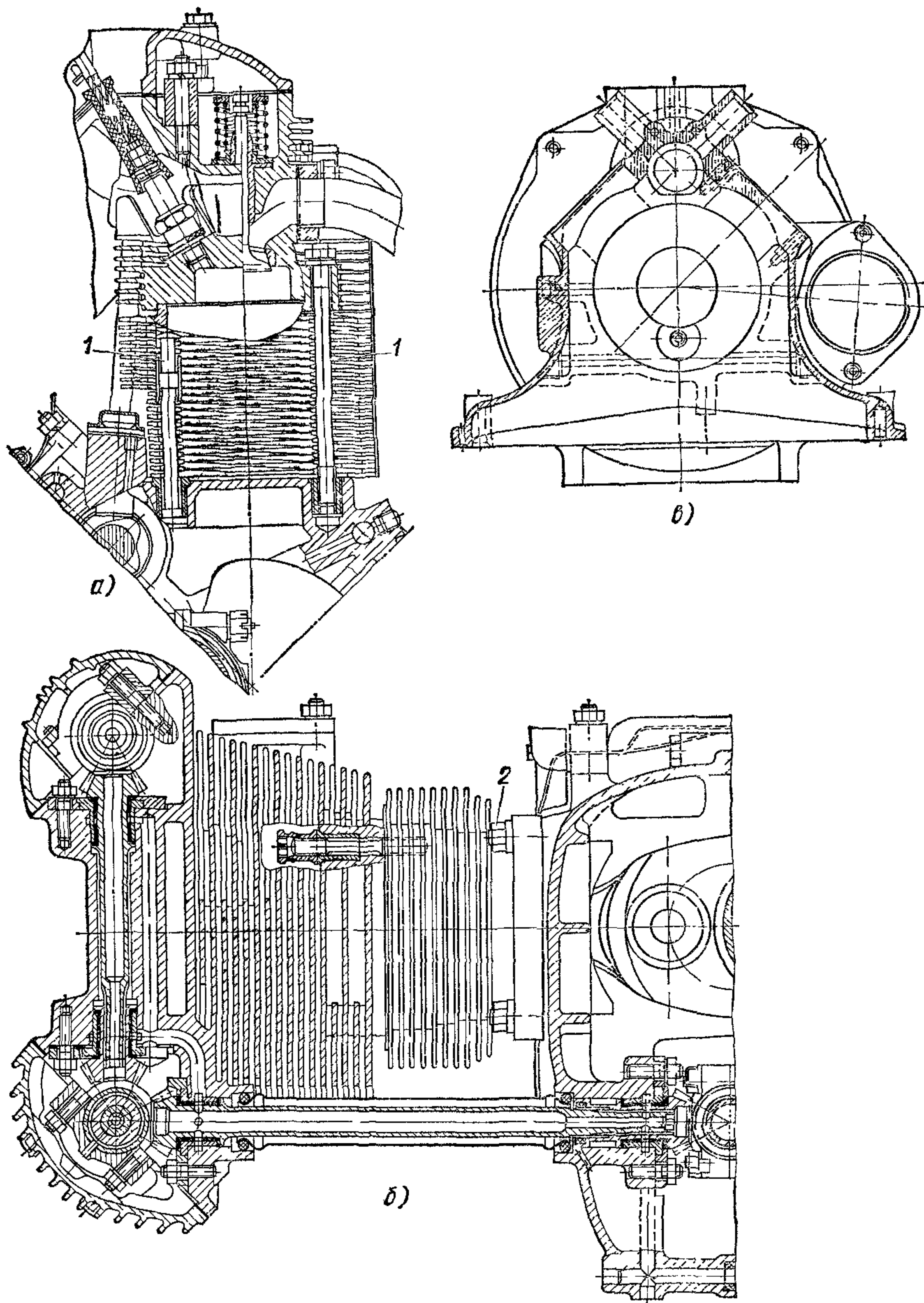


Рис. 247. Цилиндры и картеры двигателей с воздушным охлаждением

нять туннельные картеры с большой продольной и поперечной жесткостью (рис. 247, в).

Относительное расстояние между осями соседних цилиндров достигает $L_0/D = 1,25 \div 1,35$. Общая высота цилиндра изменяется в пределах $H_{\text{ц}} = (1,2 \div 1,3) S$ и высота головки цилиндра $H_{\text{г}} = (0,85 \div 0,95) D$. Ширина опорного пояса цилиндра со стороны картера составляет $(0,05 \div 0,06) D$, а со стороны головки — $(0,04 \div 0,06) D$.

Цилиндры двигателей с воздушным охлаждением изготавливают цельносталевыми с кругом обработанными ребрами; чугунными с литыми ребрами; в виде стальной или чугунной гильзы с напрессованной на нее алюминиевой оребренной муфтой и такой же гильзы, но залитой в алюминиевую отливку; цельноалюминиевыми с покрытием внутренней поверхности слоем твердого пористого хрома. В серийных двигателях применяют конструкции с несущими шпильками и с литыми цилиндрами без последующей обработки резанием ребер.

Охлаждающая поверхность непосредственно стенок цилиндров составляет 25—40% всей потребной поверхности охлаждения (на головку приходится 60—75%). Оребрение цилиндра начинается непосредственно от стыка его с головкой и доходит, как правило, до зоны расположения колец в н. м. т. Оребренная часть составляет 45—55% всей длины цилиндра. Для карбюраторных двигателей удельная поверхность охлаждения равна 0,61—0,81 см²/Вт, а для дизелей 0,48—0,61 см²/Вт. Скорость воздуха между ребрами достигает 50 м/с.

Отношение наружной поверхности охлаждения головки и цилиндра к внутренней, омываемой горячими газами, зависит от цилиндрической мощности, а также от степени форсирования двигателя по энергетическим показателям и колеблется в пределах 15—23.

Площадь поверхности охлаждения цилиндра прямо пропорциональна высоте и числу ребер. Тепло от стенок цилиндра поступает к их поверхности, с которой оно отводится воздушным потоком. При наличии значительного температурного перепада между стенкой цилиндра и кромкой ребер наиболее выгодной для теплопередачи формой поперечного сечения ребра является трапециевидная (рис. 248). Переходы от ребер к стенкам цилиндра для улучшения отвода тепла делают плавными с галтелями. Эффективность процесса теплопередачи зависит от расстояния между ребрами — шага. При свободном обдуве цилиндров шаг составляет 8 мм. Примерно $1/3$ шага приходится на толщину ребра и $2/3$ — на воздушное пространство между ребрами.

В литых конструкциях (рис. 249) расстояние между ребрами определяется прежде всего прочностью стержней. При высоте ребер 60 мм (в головках цилиндров) в отливке из алюминиевого сплава при литье в земляную форму удается выдержать шаг 5 мм. В случае обтачивания ребер шаг можно уменьшить до 3,5 мм (при толщине ребра 1 мм).

Высота ребер цилиндров определяется теплопроводностью металла и обычно не превышает 14—18 мм. Наилучшей конструкцией оребре-

ния цилиндров считают короткие ребра с небольшим расстоянием между ними. В этом случае затраты мощности на охлаждение уменьшаются. Цилиндр с неодинаковой в различных направлениях жесткостью (несимметричные ребра) при высокой температуре деформируется неравномерно. Это может сопровождаться недопустимой овализацией наиболее нагретой верхней части цилиндра и быть причиной повышенного износа. Для устранения овализации в ребрах делают вырезы, доходящие до стенок цилиндра (рис. 249, б). Вырезы в соседних рядах смещены один относительно другого. При нагревании ребра небольшой длины могут свободно деформироваться; при этом в стенках цилиндра не создается недопустимых термических напряжений и не оказывается заметного влияния на его форму.

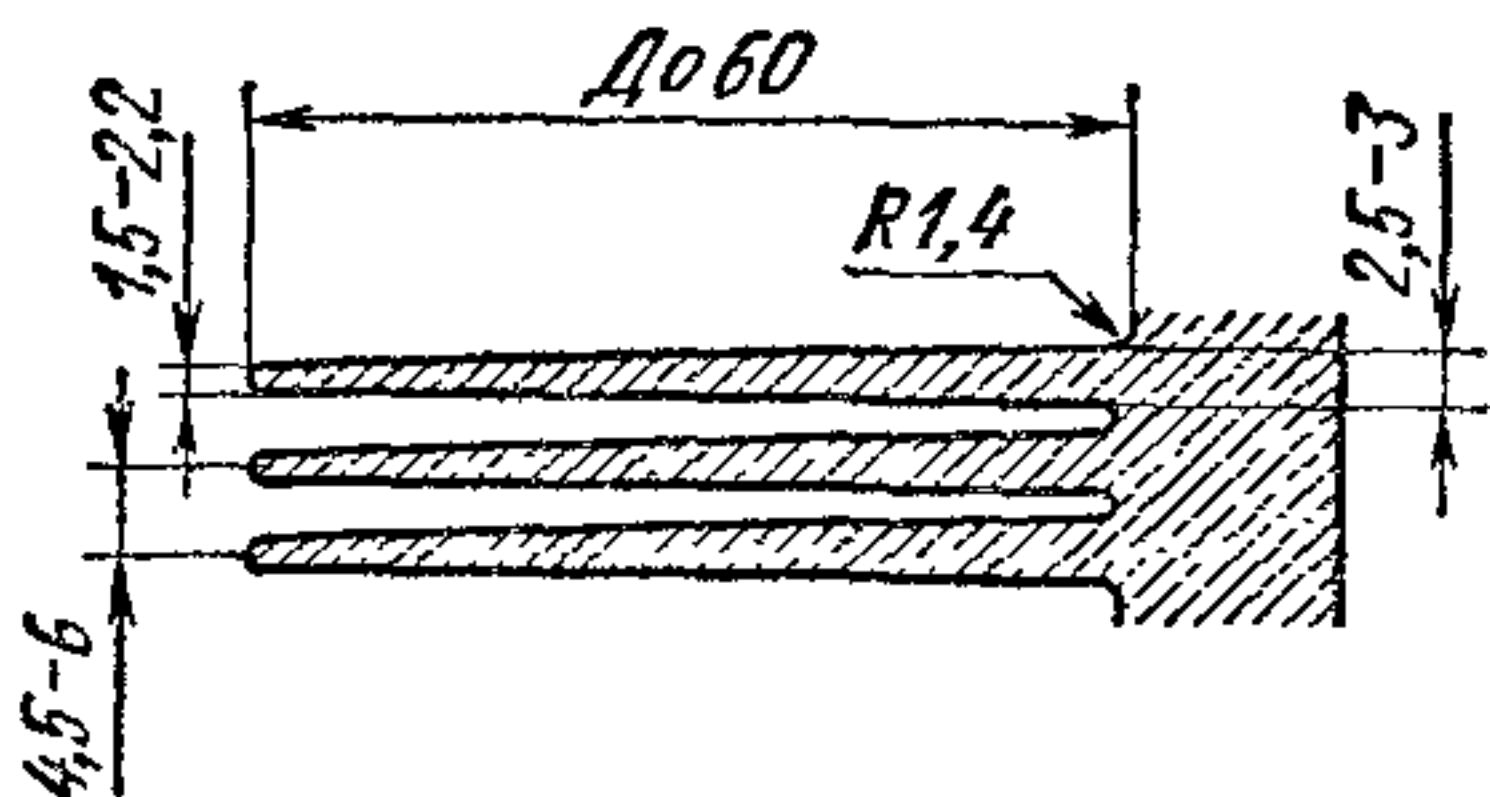


Рис. 248. Основные размеры ребер

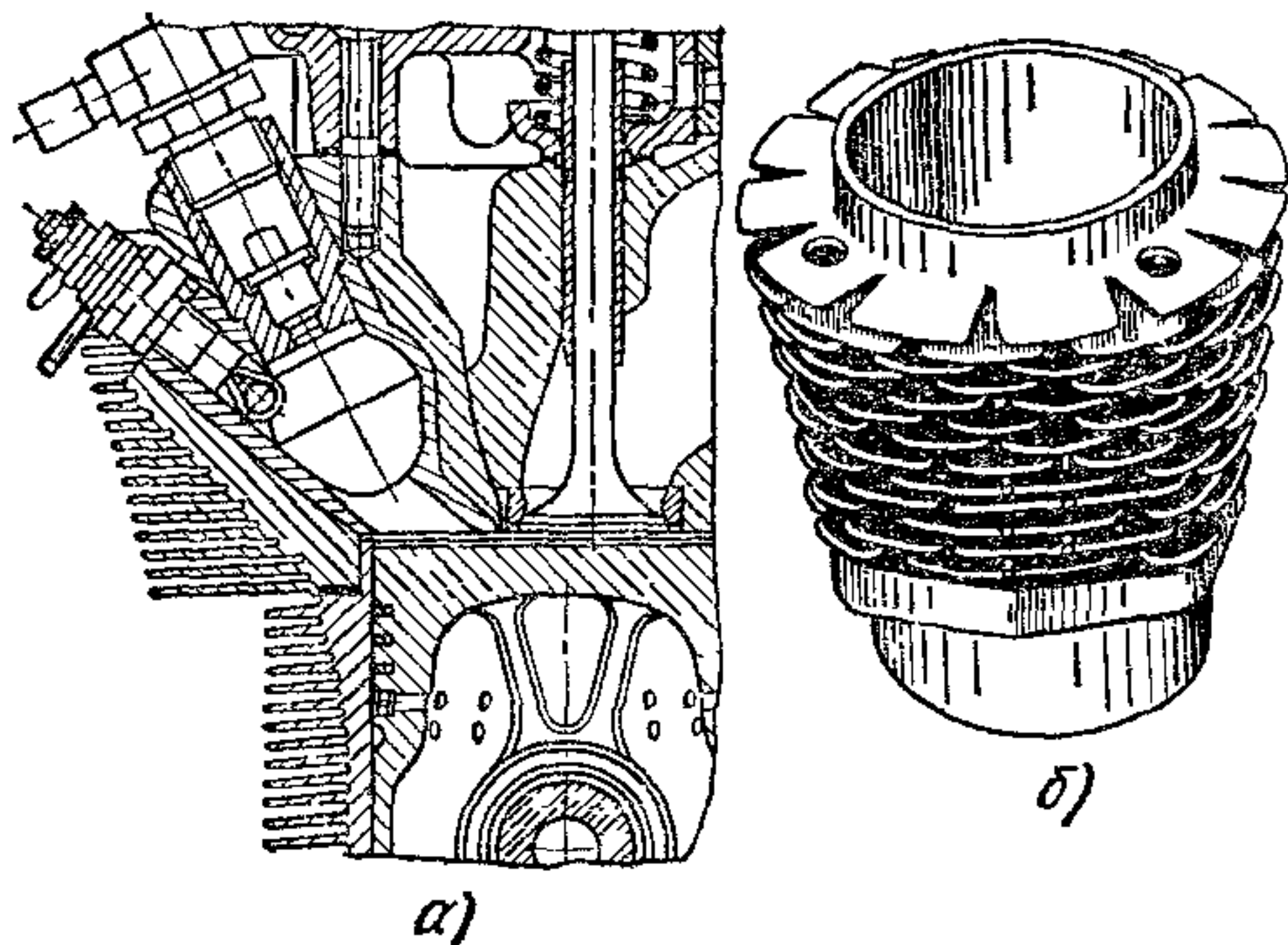


Рис. 249. Оребрение двигателей с воздушным охлаждением

Для увеличения отвода теплоты от стальных гильз на них напрессовывают алюминиевые оребренные цилиндры, предварительно нагретые до $250-300^{\circ}\text{C}$. В этом случае температура стенок цилиндра из-за неполного контакта между соприкасающимися поверхностями (не превышающего 50%) понижается лишь на $35-45^{\circ}\text{C}$. Лучший теплоотвод достигается при совместной отливке алюминиевого оребренного цилиндра со стальной или чугунной гильзой. В промежуточном слое вследствие диффузии создается прочное соединение металлов (альфин-процесс). Это позволяет также отливать головки со стальными клапанными седлами и втулками для свечей, а также со вставными камерами сгорания для дизелей (рис. 249, а).

Наиболее нагретой частью цилиндра с воздушным охлаждением является головка, которую всегда изготовляют из алюминиевых сплавов путем отливки в кокиль. Головки из легких сплавов имеют более низкие температуры вследствие лучшей теплопроводности металла. Температура наружных поверхностей головки, изготовленной из алюминиевого сплава, если исходить из условий прочности и надежности работы, не должна превышать в наиболее нагретых точках в зоне между клапанами $215-230^{\circ}\text{C}$, и только на форсированных режимах допускается кратковременное повышение температуры до 260°C . Температурное поле головки должно быть возможно более равномерным, чтобы не возникали термические деформации, в ре-

зультате которых может нарушиться геометрическая форма верхней части цилиндра. Охлаждающая поверхность головки составляет 75—60% поверхности оребрения цилиндра. Высота охлаждающих ребер литых головок доходит до 50—60 мм (рис. 250). В кованных головках ребра фрезеруют. В этом случае толщина ребра может быть доведена до 1,5 мм при шаге 3,5—4,0 мм. Поверхность охлаждения при этом возрастает по сравнению с литыми конструкциями на 20%.

При использовании головок из алюминиевого сплава газовый стык обеспечивается непосредственным контактом головки и торцовой поверхности чугунной гильзы.

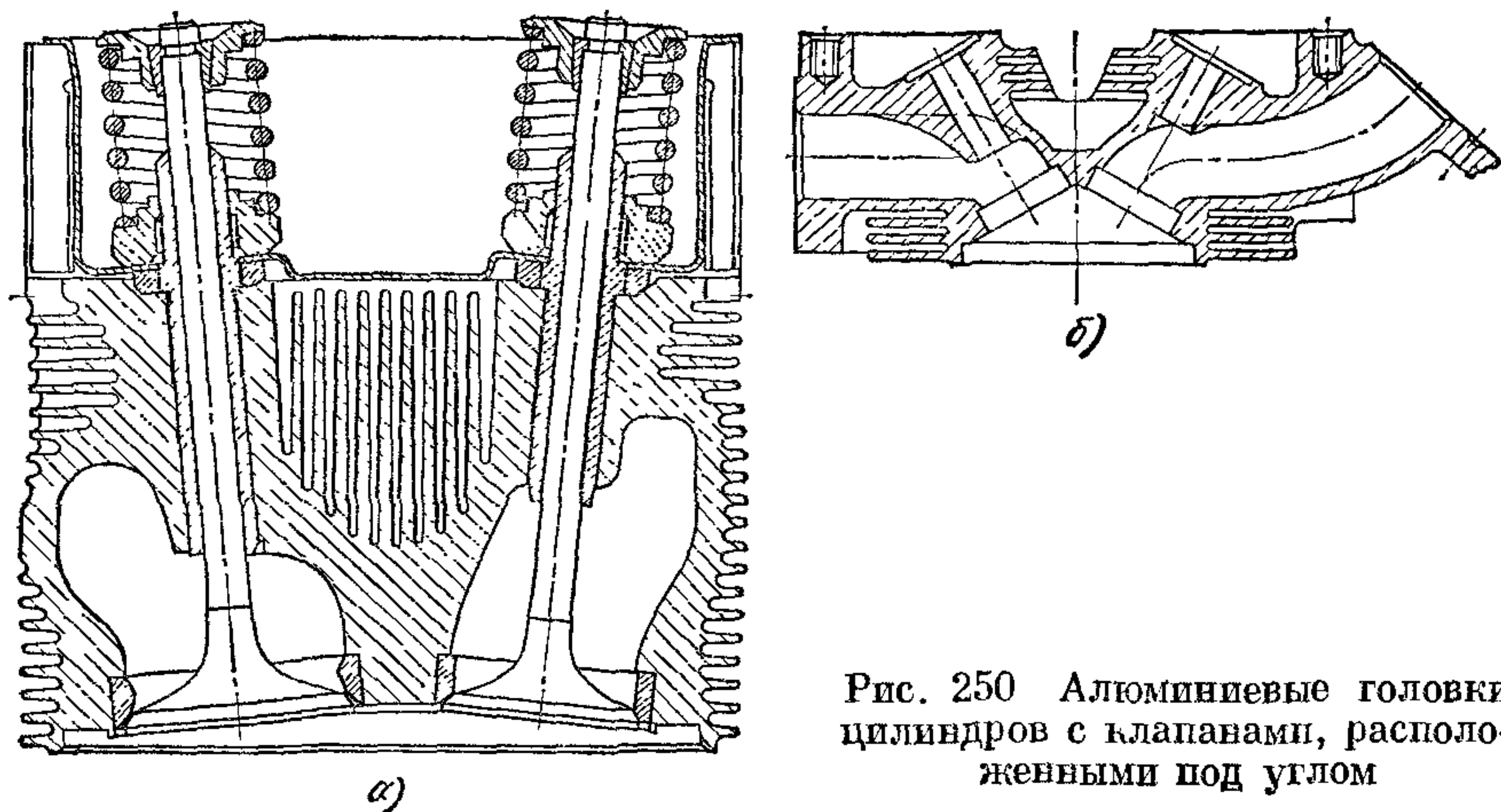


Рис. 250 Алюминиевые головки цилиндров с клапанами, расположенными под углом

На рис. 250 изображены головки с V-образным расположением осей клапана. При перпендикулярном направлении потока охлаждающего воздуха к плоскости осей клапанов (рис. 250, а) между патрубками остается небольшое пространство для размещения охлаждающих ребер и прохода воздуха. Воздух для охлаждения целесообразно подводить со стороны более нагретого выпускного канала.

Наилучшей схемой расположения клапанов в отношении развития проходных площадей впускных и выпускных каналов и охлаждающей поверхности между ними является V-образная (рис. 250, б) с шатровой или полусферической камерой сторания. Угол развала клапанов доходит до 80°.

Воздух для охлаждения двигателя нагнетается вентилятором, на привод которого затрачивается мощность, пропорциональная расходу воздуха в третьей степени. В случае свободного обдува цилиндров на охлаждение требуется примерно в 2 раза больше воздуха, чем при направленном организованном потоке.

В однорядном двигателе вентилятор устанавливают сбоку двигателя, в V-образном — непосредственно перед цилиндрами (рис. 251).

Направление воздушного потока вдоль цилиндров однорядного двигателя, как и отвод горячего воздуха, обеспечивается капо-

том *I* (рис. 251). Для распределения воздушного потока по отдельным цилиндрам служат дефлекторы, направляющие воздух, во избежание неравномерного нагревания, в первую очередь к наиболее

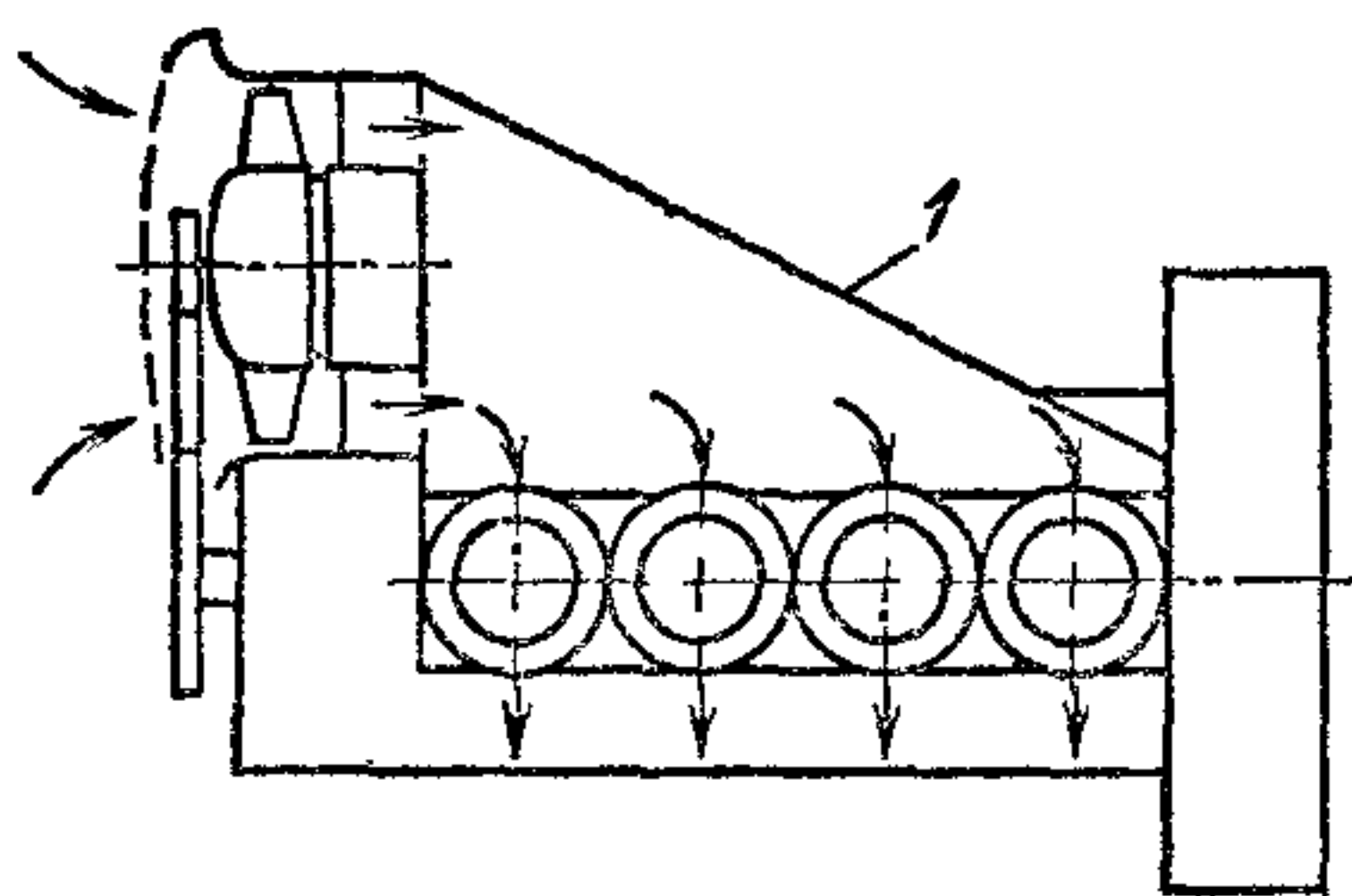


Рис. 251. Дефлектирование цилиндров и направление потоков охлаждающего воздуха

нагретым зонам (выпускному каналу, камере сгорания и т. п.). Дефлекторы способствуют выравниванию температур между отдельными цилиндрами и уменьшают неравномерность нагрева поверхностей цилиндра. Температура подогрева воздуха при малом расстоянии между тонкими высокими ребрами достигает $60-70^{\circ}\text{C}$.

ни, к воздуху, засасываемому двигателем, составляет $10-13$ кг/кг.

Масса воздуха, отнесенная к 1 кВт мощности, изменяется в пределах $29-35$ кг/кВт. Отношение воздуха, потребного для охлаждения

Ниже даются удельные количества подводимого воздуха v_v при температуре 40°C , необходимого для охлаждения двигателей различных типов с системами нагнетания воздуха [в $\text{м}^3/(\text{Вт}\cdot\text{ч})$].

Карбюраторные двигатели	0,04—0,07
Дизели с камерой сгорания:	
неразделенной	0,05—0,06
разделенной	0,06—0,075

Общее объемное количество воздуха (в $\text{м}^3/\text{ч}$), потребного для охлаждения двигателя,

$$V_v = v_v N_e.$$

§ 3. Расчет силовых шпилек

Каждая силовая шпилька блока растягивается силой предварительной затяжки $P_{пр}$, силой P'_z давления газов, достигающего максимального значения в момент сгорания, и силой P_t , возникающей при нагревании двигателя в результате неравенства температур и коэффициентов линейного расширения материалов головки, блока и шпильки. Суммарное напряжение, вызываемое в шпильках указанными тремя силами, зависит также от соотношения между податливостями шпилек и соединяемых деталей.

Расчет силовой шпильки сводится к определению:

- 1) силы предварительной затяжки $P_{пр}$;
- 2) суммарной силы (и соответствующего ей максимального напряжения), приходящейся на шпильку в момент достижения максимального давления сгорания в нагретом двигателе P_D ;
- 3) запаса прочности.

При расчете исходят из предположения, что силу давления газов P'_z при сгорании воспринимают ближайšie к цилиндру шпильки (обычно четыре — шесть) и что сила затяжки их передается только на ближайших к цилиндру участках головки и блока.

Если сторание произошло не в крайнем цилиндре, то близлежащей частью блока воспринимаются только 75—85% силы P'_z , а при сторании в крайнем цилиндре 85—95% этой силы. Остальная часть силы P'_z передается шпилькам соседних цилиндров.

Рассмотрим расчет резьбового соединения на примере двигателя, в котором стальной шпилькой стягивается головка цилиндров, прокладка и блок.

Податливости отдельных элементов силового узла выразятся следующим образом. Для шпильки с постоянной площадью поперечного сечения податливость

$$K_0 = \frac{l_0}{EF_0},$$

где l_0 — расчетная длина шпильки, принимаемая равной расстоянию от нижнего торца гайки до последнего ввернутого в блок витка резьбы; E — модуль упругости материала шпильки; F_0 — площадь поперечного стержня шпильки.

При переменной площади сечения по длине стержня шпильки податливость будет равна сумме податливостей отдельных составляющих ее участков:

$$K_0 = \sum \frac{l_0}{EF_0}.$$

Для головки цилиндров, прокладки и блока соответственно

$$K_1 = \frac{l_1}{E_1 F_1}; \quad K_2 = \frac{l_2}{E_2 F_2};$$

$$K_3 = \frac{l_3}{E_3 F_3},$$

где l_1 , l_2 и l_3 — высоты стягиваемых деталей (головки, прокладки и блока); F_1 , F_2 и F_3 — площади поперечных сечений на середине высоты стягиваемых деталей (рис. 252), приходящиеся на одну шпильку; E_1 , E_2 , E_3 — модули упругости материала соответственно головки цилиндров, прокладки и блока.

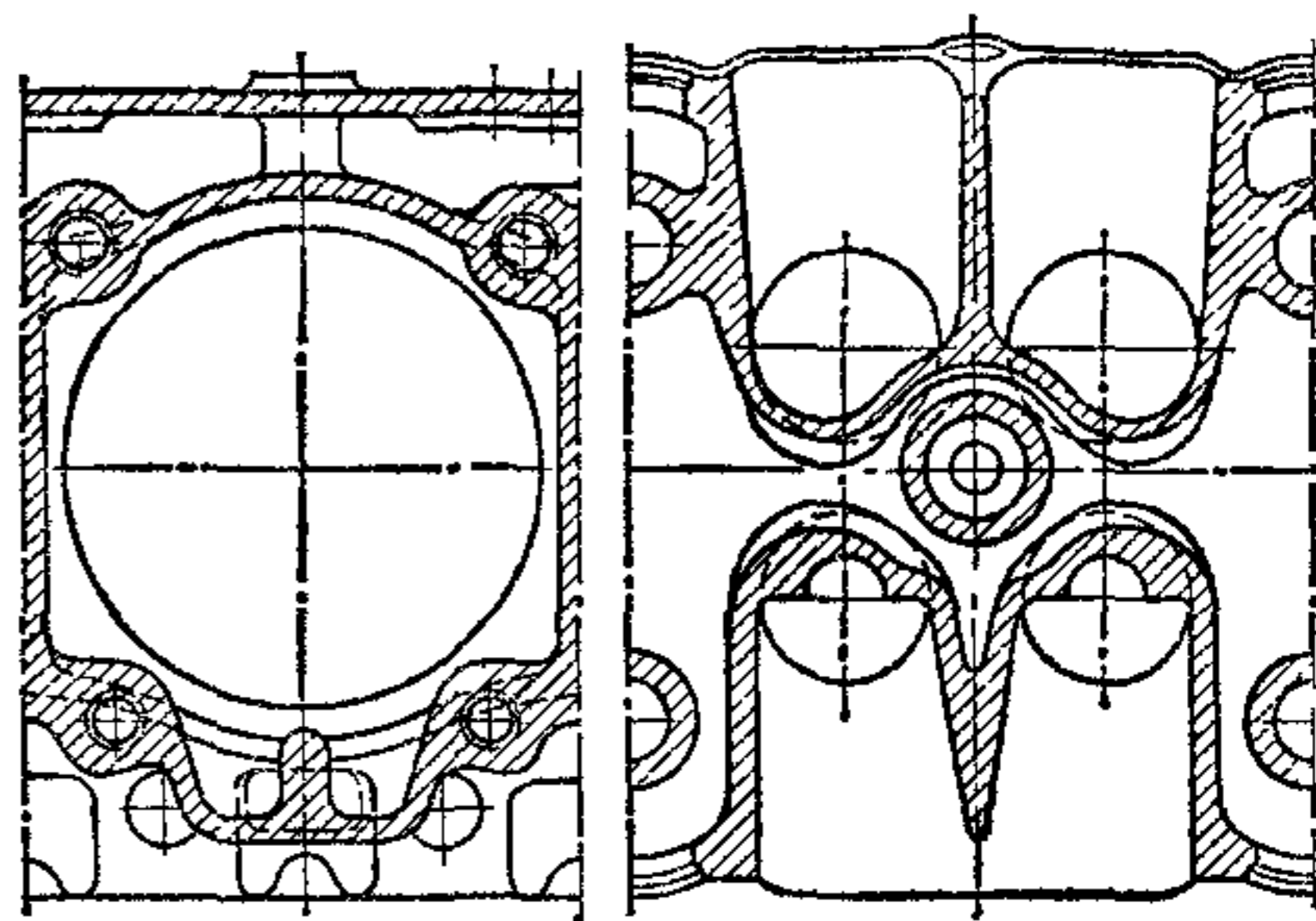


Рис. 252. Сечения в средней части головки и блока цилиндров

В процессе сборки двигателя к шпильке прикладывается сила предварительной затяжки $P_{пр}$, которая растягивает шпильку и сжимает стягиваемые детали. Шпилька при этом удлиняется на величину

$$\lambda_0 = K_0 P_{пр}.$$

Величина сжатия стягиваемых деталей определяется как сумма деформаций головки, прокладки и блока:

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = (K_1 + K_2 + K_3) P_{пр}.$$

После затяжки сила давления на стыке, или сила, действующая на гайку шпильки со стороны стягиваемых деталей, будет равна $P_{пр}$.

В момент всыпки при разгружаемом газовом стыке сила газов, передающаяся через головку, растянёт дополнительно шпильку на величину $\Delta\lambda_0$ и сожмёт головку на $\Delta\lambda_1$ (суммарная деформация равна $\Delta\lambda_0 + \Delta\lambda_1$). При этом прокладка и блок разгрузятся и суммарное сжатие их уменьшится на величину $\Delta\lambda_0 + \Delta\lambda_1$. В результате сила давления на головку и шпильку со стороны прокладки и блока, т. е. сила давления на стыке, при всыпке уменьшится на величину ΔP :

$$P_{ст} = P_{пр} - \Delta P. \quad (271)$$

Та же сила будет сжимать в этот момент прокладку и блок.

Сила давления газов при всыпке, приходящаяся на одну шпильку, определяется по формуле

$$P'_z = \frac{p_z F_{к.с}}{i_{ш}},$$

где p_z — максимальное давление сгорания; $F_{к.с}$ — площадь проекции поверхности камеры сгорания на плоскость стыка; $i_{ш}$ — число силовых шпилек.

Расчетная сила, растягивающая шпильку при всыпке,

$$P_p = P_{ст} + P'_z$$

или после замены силы $P_{ст}$ ее значением из формулы (271):

$$P_p = P_{пр} - \Delta P + P'_z. \quad (272)$$

Дополнительное удлинение шпильки и сжатие головки, возникающие в момент приложения силы P'_z прямо пропорциональны разности сил, действующих на эти детали после нагружения и до него. Величина суммы деформации

$$\Delta\lambda_0 + \Delta\lambda_1 = (K_0 + K_1) (P_p - P_{пр}).$$

После подстановки значения силы P_p из формулы (272) получаем

$$\Delta\lambda_0 + \Delta\lambda_1 = (K_0 + K_1) (P'_z - \Delta P). \quad (273)$$

Уменьшение деформаций сжатия прокладки и блока в момент всыпки прямо пропорционально понижению силы давления на стыке и определяется по формуле

$$\Delta\lambda_2 + \Delta\lambda_3 = (K_2 + K_3) \Delta P. \quad (274)$$

Для обеспечения плотности газового стыка деформации должны быть равны:

$$\Delta\lambda_0 + \Delta\lambda_1 = \Delta\lambda_2 + \Delta\lambda_3.$$

После подстановки их значений из выражений (273) и (274) определяют уменьшение давления на стыке

$$\Delta P = [(K_0 + K_1) / \Sigma K] P'_z. \quad (275)$$

Отношение $(K_0 + K_1) / \Sigma K$ характеризует степень разгрузки стыка.

После нахождения величины ΔP путем подстановки ее значения в формулу (272) находят расчетную силу:

$$P_p = P_{\text{пр}} + \chi P'_z,$$

где χ — коэффициент «основной нагрузки» резьбового соединения,

$$\chi = (K_2 + K_3) / \sum K = 0,15 \div 0,25.$$

Сила P_p является максимальной расчетной силой, нагружающей шпильку в случае равенства коэффициентов линейного расширения шпильки и стягиваемых деталей. Во время тактов впуска и выпуска шпилька нагружается только силой предварительной затяжки $P_{\text{пр}}$, являющейся минимальной постоянной силой переменного цикла. Сила $\chi P'_z$ является переменной составляющей суммарной силы, растягивающей шпильку.

Если стягиваемые детали алюминиевые, то после прогревания двигателя стальные шпильки нагружаются дополнительными силами, возникающими в результате различных коэффициентов линейного расширения алюминиевого сплава и стали. Коэффициент линейного расширения применяемых алюминиевых сплавов α_a в 2 раза больше коэффициента линейного расширения стали α_c (для алюминиевых сплавов $\alpha_a = 22 \cdot 10^{-6} \text{ } 1^\circ/\text{C}$, для сталей $\alpha_c = 11 \cdot 10^{-6} \text{ } 1^\circ/\text{C}$).

В случае свободного расширения алюминиевых деталей при повышении их температуры на Δt градусов суммарное удлинение их равняется $\alpha_a \sum l_i \Delta t$, а удлинение стальной шпильки составляет $\alpha_c l_0 \Delta t$. При установившемся тепловом состоянии двигателя с жидкостным охлаждением нагрев всех деталей можно принять одинаковым (в пределах $80\text{—}90^\circ \text{C}$).

Разность удлинений стягиваемых деталей и шпильки составит

$$(\alpha_a \sum l_i - \alpha_c l_0) \Delta t.$$

Так как алюминиевые детали при сборке двигателей стягиваются и вся система деформируется как одно целое, при нагревании на газовом стыке возникает новая сила P_t . В результате этого шпильки дополнительно удлиняются, а стягиваемые детали — сжимаются.

Величина силы P_t прямо пропорциональна разности тепловых деформаций из выражения (в случае равенства температур шпильки и стягиваемых деталей)

$$(\alpha_a \sum l_i - \alpha_c l_0) \Delta t = K_1 P_t + K_2 P_t + K_3 P_t + K_0 P_t,$$

откуда сила

$$P_t = \frac{(\alpha_a \sum l_i - \alpha_c l_0) \Delta t}{\sum K}.$$

Сила P_t увеличивает давление на стыке и делает уплотнение газового стыка более надежным.

Расчетная максимальная сила переменного цикла, действующая на шпильку в нагретом двигателе, определится как сумма трех сил:

$$P_{p \text{ max}} = P_{\text{пр}} + \chi P'_z + P_t.$$

Минимальная сила цикла

$$P_{\text{пр min}} = P_{\text{пр}} + P_t.$$

На рис. 253 в координатах сила — деформация показано изменение сил и деформаций в отдельных элементах силового узла блока в различные периоды нагрузки для более жесткой *a* (сплошные линии) и менее жесткой *b* (штриховые линии) шпильки. Из сопоставления диаграмм видно, что при уменьшении диаметра шпильки понижается переменная составляющая — амплитуда цикла $P_a = 0,5 \chi P'_z$, что благоприятно влияет на динамическую прочность стержня шпильки и резьбы при ударных нагрузках.

От величины предварительной затяжки шпильки зависят надежность газового стыка и прочность резьбового соединения. Минимальная сила затяжки силовой шпильки $P_{\text{пр min}}$ может быть определена из формулы (271) при

условии, что сила давления на стыке $P_{\text{ст}} = 0$, т. е.

$$P_{\text{пр min}} - \Delta P = 0 \quad \text{или}$$

$$P_{\text{кр min}} = \Delta P.$$

После подстановки в последнее выражение значения ΔP из формулы (275) и некоторых преобразований получим

$$P_{\text{пр min}} = (1 - \chi) P'_z.$$

Действительная сила затяжки, обеспечивающая надежное уплотнение газового стыка, должна быть больше минимальной, т. е. в момент сгорания $P_{\text{пр}} > P_{\text{пр min}}$. Предварительную силу затяжки шпильки выбирают с запасом для режима максимального давления сгорания:

$$P_{\text{пр min}} = m (1 - \chi) P'_z,$$

где m — коэффициент затяжки шпильки.

В форсированных автомобильных двигателях $m = 2,5 \div 3$; в двигателях с относительно большой жесткостью блока и головки $m = 1,5 \div 2,0$.

Большая сила предварительной затяжки шпилек объясняется возможностью ее уменьшения в процессе эксплуатации вследствие обмятия опорных поверхностей стягиваемых деталей; текучести упругих прокладок; возникновения в шпильках остаточных деформаций при перегрузках.

Наибольшая разгрузка газового стыка будет в жестких конструкциях при малых значениях коэффициентов χ . Минимальную силу предварительной затяжки шпильки можно принять при этом равной P'_z . В этом случае при малом влиянии динамической нагрузки на

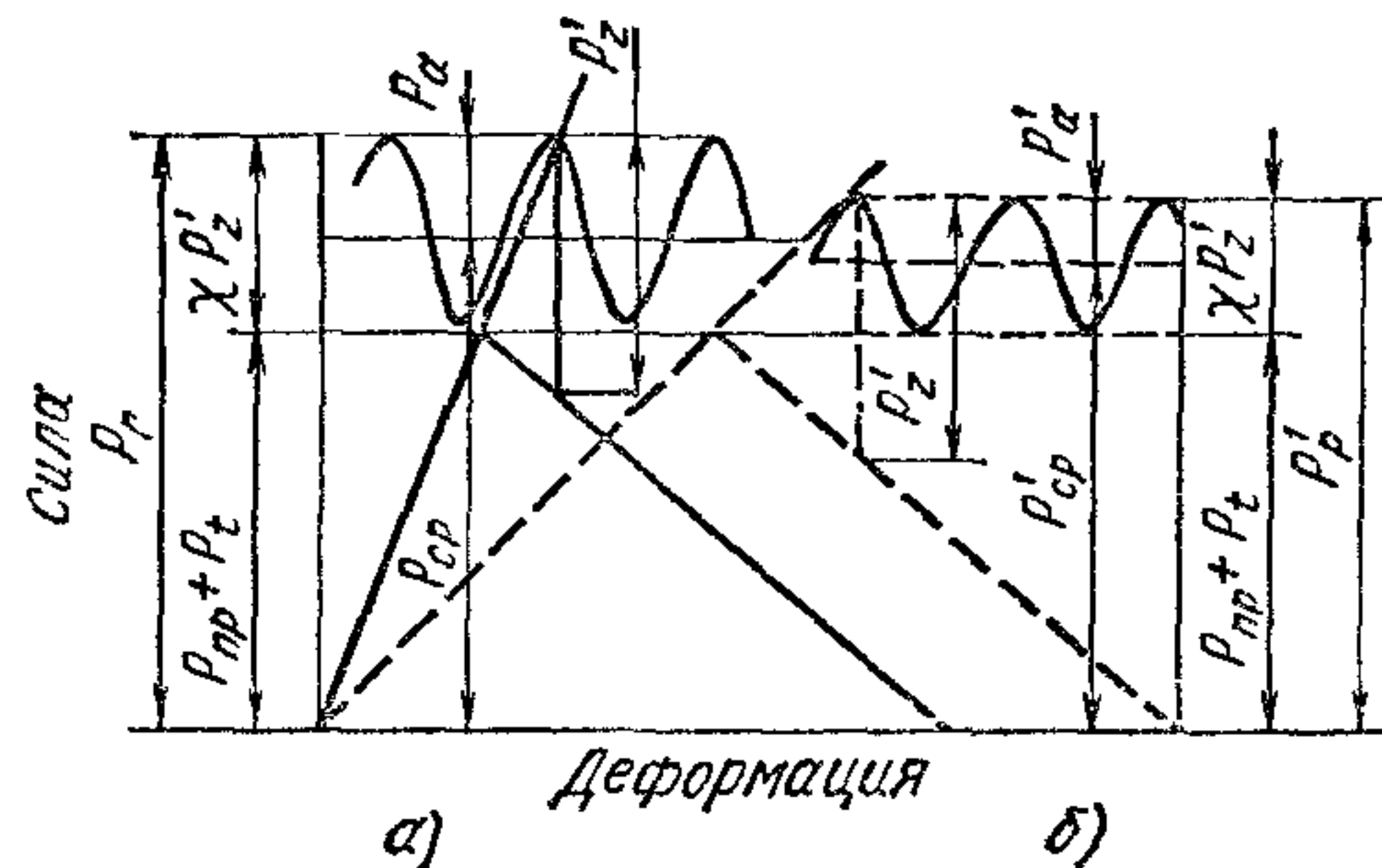


Рис. 253 Зависимости сил и деформаций в элементах силового узла от нагрузок на силовые шпильки

запас прочности шпильки коэффициент затяжки выбирают по нижнему пределу.

При выборе большого коэффициента затяжки m для жесткого чугунного блок-картера и головки из алюминиевого сплава чрезмерно увеличиваются напряжения в шпильке.

Практика расчетов показывает, что абсолютные значения динамических нагрузок шпилек в силовых узлах с жесткими блок-картерами получаются малыми (в пределах 1—2% силы P_p). При малой жесткости динамические нагрузки достигают 5—6% и могут заметно влиять на запас прочности.

Зная силу $P_{p\max}$ и минимальную силу $P_{пр} + P_t$, подсчитывают амплитуду, а также среднее и максимальное напряжения цикла.

В зависимости от того, какой области усталостной диаграммы (см. рис. 237) соответствует режим работы шпильки, запас прочности ее определяют по формуле (267) или (269) по двум сечениям: с минимальной площадью и по внутреннему диаметру резьбы, где концентрация напряжений достигает значительной величины. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений и допустимые предельные амплитуды для резьбы приведены в табл. 32.

32. Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений и предельных амплитуд напряжений

Параметры	Углеродистая сталь	Легированная сталь
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	3,0—4,5	4,0—5,5
Предельные амплитуды напряжений в резьбовых соединениях, МН/м ²	± 35—90	± 50—110

Напряжения в минимальном сечении шпилек достигают следующих значений:

а) от предварительной затяжки для двигателей с разгружаемым газовым стыком $\sigma_{пр} = 200 \div 400$ МН/м²;

б) от термической нагрузки $\sigma_t = 150 \div 200$ МН/м²;

в) максимальное напряжение $\sigma_{\max} = 350 \div 550$ МН/м².

Для циклов напряжений, лежащих в области I диаграммы, запасы прочности шпилек $n_\sigma = 2,5 \div 4,0$, а для циклов напряжений, лежащих в области II, $n_{т\sigma} = 1,3 \div 2,0$.

§ 4. Материалы блоков, гильз и силовых шпилек

Блок-картеры автотракторных двигателей отливают из чугуна марок СЧ 24-44, СЧ 40-60, СЧ 15-32 и СЧ 32-52.

Цилиндры, отлитые как одно целое с блоком из чугунов указанных марок, обладают недостаточной износостойкостью. Введение легирующих присадок никеля, хрома и меди и изменение структуры чугунов не увеличивает заметно их износостойкость. Одним из способов повышения износостойкости гильз цилиндров является приме-

нение антикоррозионных сухих гильз, изготовленных из кислотоупорного высоколегированного чугуна аустенитной структуры, имеющего следующий химический состав: 2,6 ÷ 3,0% С; 1,4% Si; 0,8—1,3% Mn; 1,8—2% Cr; 16—17% Ni и 5—7% Cu.

В случае эффективной очистки воздуха запрессовка коротких вставок из высоколегированного чугуна необязательна, так как при этом износ мокрых гильз без вставок снижается до 4 раз.

Мокрые гильзы изготовляют из легированных чугунов. Твердость гильз после термической обработки должна быть равна *HВ* 363—444.

Для изготовления блоков, картеров и головок с малой массой применяют следующие алюминиевые сплавы:

для блоков — сплавы, имеющие хорошие литейные качества;

для литых головок цилиндров — сплав АЛ5, обладающий высокими механическими показателями при повышенной температуре;

для головок цилиндров двигателей с воздушным охлаждением — сплавы АЛ5 и АК4 (кованые головки).

Материал силовых шпилек блоков должен иметь возможно более высокий предел упругости, так как при повышении его уменьшаются остаточные деформации. При установке шпилек, изготовленных из стали с высоким пределом упругости, уменьшается возможность ослабления газового стыка вследствие понижения силы затяжки. Силовые шпильки двигателей изготовляют из стали 40Х и углеродистых сталей.

ПОРШНЕВАЯ ГРУППА

§ 1. Обзор конструкций поршней

При работе двигателя на поршень действуют переменные по величине и направлению осевые силы давления газов и инерции, а также нормальные силы, прижимающие поршень к стенке цилиндра. В результате неравномерного нагревания поршня в радиальных направлениях и по его высоте возникают дополнительные внутренние термические напряжения. Кроме того, отдельные зоны поршня нагружаются местными силами: межкольцевые перемычки — силами давления газов, передающимися через торцовые плоскости компрессионных колец при разности давлений газов над кольцом и под ним, а также силами инерции масс поршневых колец; верхняя и нижняя торцовые кромки — силами от ударов, возникающих в результате перекидывания поршня в цилиндре при изменении направления его движения в в. м. т. В биметаллических поршнях с залитыми стальными пластинами направляющий пояс дополнительно нагружается силами упругости этих пластин.

Из-за сложной формы поршня и неизбежного неравномерного распределения металла его жесткость в различных радиальных направлениях неодинакова. В связи с этим проектирование и расчет поршня представляет собой сложную задачу, так как неизвестны точные температуры и перепады их между отдельными точками поршня.

На рис. 254 показано распределение температур в поршнях дизеля и карбюраторного двигателя с жидкостным охлаждением. Днище является наиболее термически нагруженной частью поршня. С увеличением диаметра цилиндра температура днища повышается, так как возрастает путь отвода теплоты к стенкам цилиндра, а также отношение поверхности днища, воспринимающей теплоту, к поверхности, через которую она отводится в стенки цилиндра.

Воспринимаемая днищем теплота передается через кольца и направляющий пояс поршня стенкам охлаждаемой гильзы, циркулирующим газовым потокам, маслу со стороны внутрикартерного пространства, а также излучается. В быстроходных двигателях через компрессионные кольца отводится 50—60% теплоты.

Конструкция поршня (рис. 255) и его размеры определяются механическими и термическими нагрузками, формой и расположением камеры сгорания, числом колец, наличием укрепляющих ребер, толщиной днища поршня, диаметром пальца, расположением первого со

стороны камеры сгорания кольца и т. п. При проектировании поршня используются статистические конструктивные параметры, отнесенные к диаметру D цилиндра или к высоте H поршня (рис. 255 и табл. 33).

На рис. 256 и 257 показаны типичные конструкции поршней дизелей и карбюраторных двигателей.

Высота поршня определяется числом компрессионных и маслоъемных колец, высотой жарового пояса h над первым компрессионным кольцом и диаметром пальца.

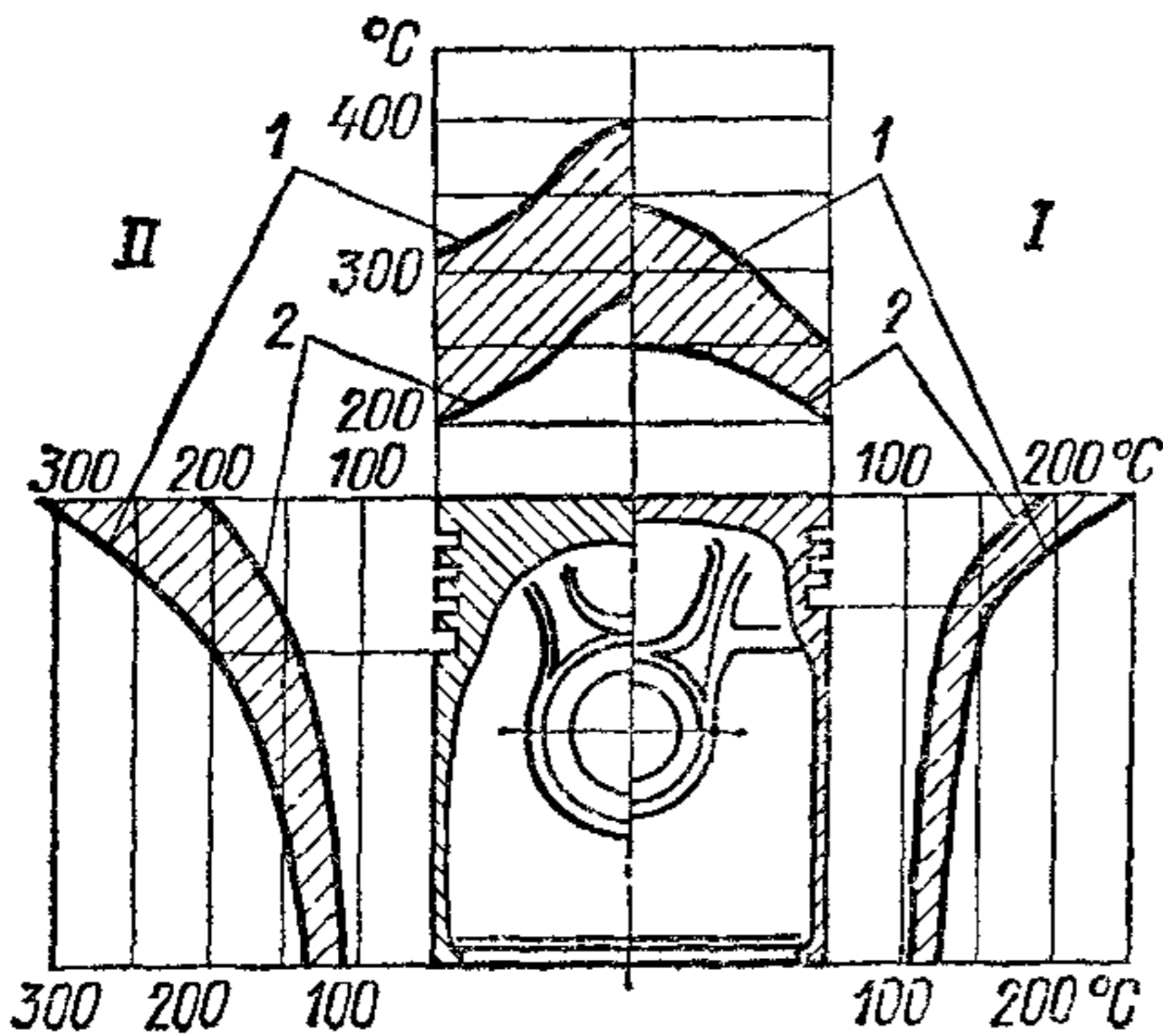


Рис. 254. Распределение температур в поршнях:

I — карбюраторного двигателя, *II* — дизеля при жидкостном охлаждении, *1* — чугунный поршень; *2* — поршень из алюминиевого сплава

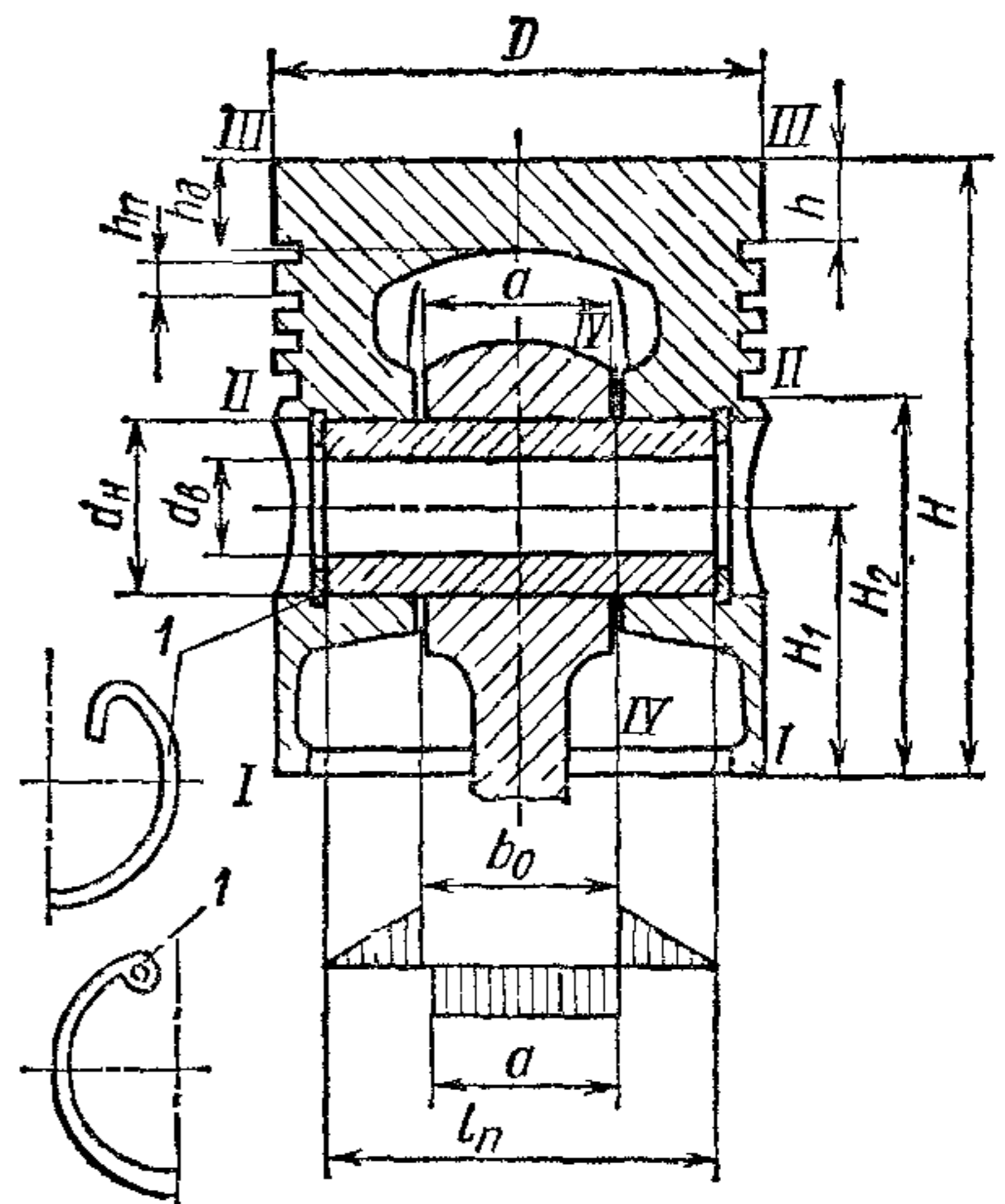


Рис. 255. Поршень с плавающим пальцем и эпюра нагрузки пальца:

I — кольцо для фиксации пальца

У дизелей относительная высота поршня H/D значительно больше, чем у карбюраторных двигателей (см. табл. 33) из-за большего числа компрессионных и маслоъемных колец, высокого жарового пояса h , большей высоты межкольцевых перемычек и направляющего пояса. Если поршни короткие, то в момент изменения направления боковых сил в в. м. т. наблюдается при малых отношениях H/D перекидывание поршней, сопровождающееся стуками и повышенным износом.

По высоте жарового пояса над первым компрессионным кольцом наблюдается падение температур (см. рис. 254), что свидетельствует об интенсивном отводе теплоты. От температуры этого пояса и первого компрессионного кольца зависят предельно допустимые энергетические показатели двигателей. При использовании обычных масел температура в зоне первого компрессионного кольца не должна превышать 200°C . В случае применения присадок допускается повышение температуры до 230°C . Повышение температур сверх указанных сопровождается недопустимым отложением нагара на поверхности уплотняющего пояса и в канавках, зависанием колец,

разработкой канавок, разрушением и выгоранием межкольцевых перемычек.

Температуру в зоне расположения компрессионных колец в поршнях дизелей можно понизить с помощью следующих мероприятий:

1) удаления кольцевого пояса от днища поршня путем увеличения высоты жарового пояса до $h = 0,2D$;

33. Значения относительных конструктивных параметров поршней

Относительные параметры	Карбюраторные двигатели	Дизели	
		3000 об/мин	4200 об/мин
Высота H/D	0,90—1,30 (1,15)	1,16—1,54 (1,31)	1,16—1,22
Высота жарового пояса h/D	0,06—0,09 (0,07)	0,14—0,20 (0,17)	0,104—0,13
Толщина днища $h_{д}/D$ поршней: литых	0,07—0,08	0,15—0,20	0,13—0,18
штампованных	0,05—0,07	0,12—0,15	
Высота первой перемычки $h_{п}/D$	0,03—0,05	0,04—0,06 (0,058)	0,04—0,05
Расстояние от нижней кромки поршня до оси пальца H_1/H	0,41—0,61 (0,52)	0,38—0,50 (0,44)	0,53
Высота направляющего пояса H_2/H	0,68—0,74 (0,72)	0,62—0,70 (0,66)	0,68
Наружный диаметр пальца $d_{н}/D$	0,24—0,28 (0,26)	0,34—0,38 (0,36)	0,30—0,32
Расстояние между бобышками b_0/D для плавающих пальцев		(0,40)	0,32—0,34
Конструктивная масса, кг/м ²		260—300	160—190

Примечание. В скобках даны средние значения параметров.

2) уменьшения зазоров между жаровым поясом и гильзой и, следовательно, проходной площади для газов к первому кольцу. Чтобы предотвратить заедание поршня при малых зазорах, жаровой пояс и одну-две перемычки между кольцами (рис. 256, а) делают с лабиринтными канавками;

3) увеличения толщины переходов от днища к бобышкам под палец к направляющему поясу (рис. 256, а—в, е) для интенсивного отвода теплоты от горячего днища и более равномерного распределения теплоты по всему объему металла;

4) заливки стальных поясов (альфин-процесс) с канавками для одного или двух компрессионных колец (рис. 256, з). Стыковая поверхность стальных поясов с алюминиевым сплавом при этом является «тепловым дросселем» и препятствует подводу тепла к кольцам.

У поршней карбюраторных двигателей относительная высота жарового пояса значительно меньше (см. табл. 33 и рис. 257), чем у поршней дизелей. Несмотря на меньшую высоту h (до $0,06 D$) и большую среднюю температуру газов за цикл, у карбюраторных двигателей температура уплотняющего пояса и колец ниже, чем у дизелей, что определяется характером процесса сгорания бензовоздушной

меси и меньшими давлениями газов в момент сгорания. У поршней карбюраторных двигателей уплотняющий пояс иногда отделяют от направляющего двумя поперечными симметрично расположенными прорезями I (рис. 257), которые препятствуют отводу теплоты от днища в направляющий пояс. Обе части поршня соединены между собой только в зоне бобышек. В этом случае теплота от днища передается стенкам цилиндра в основном через компрессионные кольца.

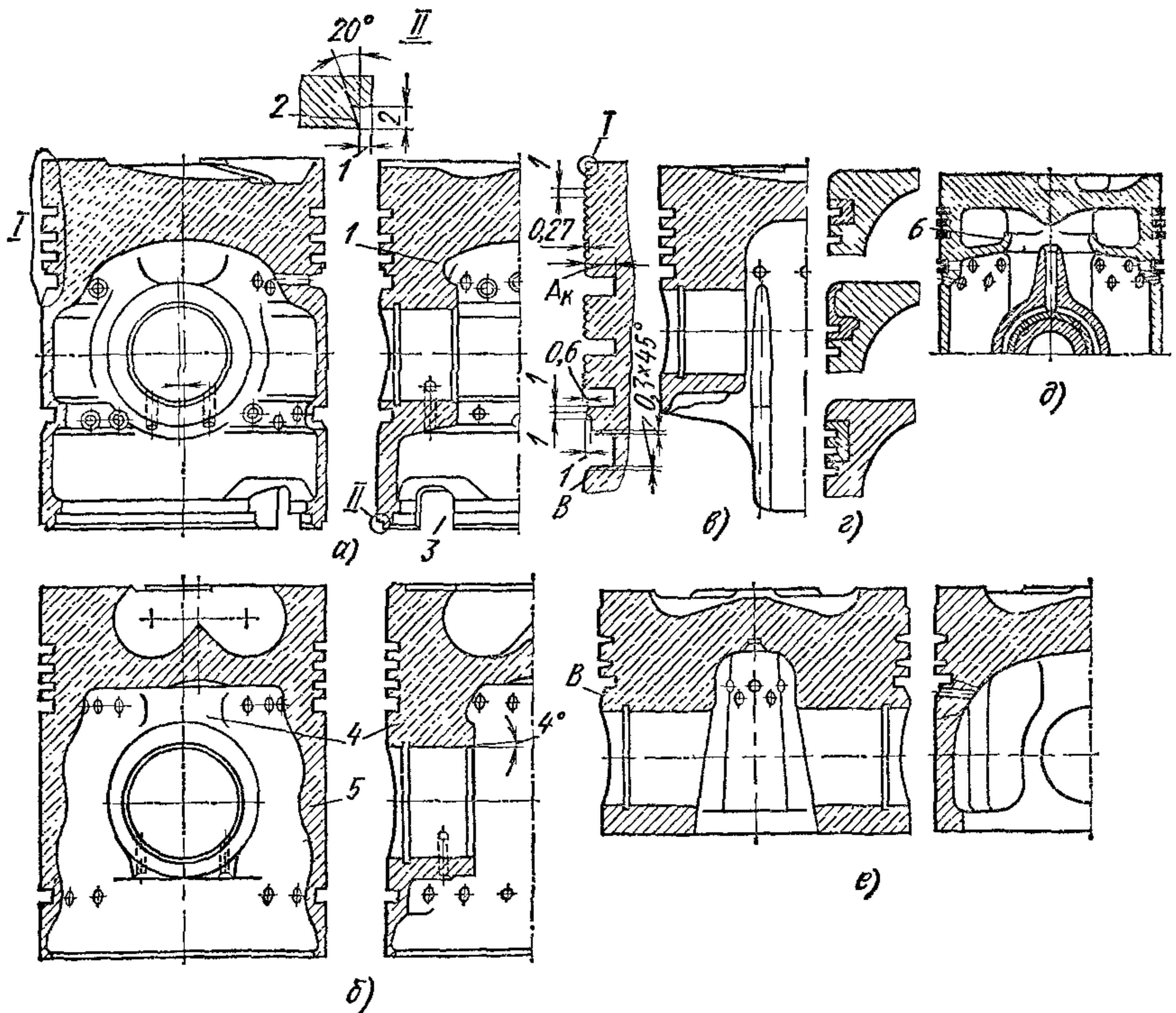


Рис. 256. Поршни дизелей:

а — в и е — монометаллические, *з* — армированные стальными кольцами; *б* — с охлаждением маслом

Уменьшение количества теплоты, подводимой к направляющему поясу, позволяет сократить зазоры между направляющей частью и гильзой, но температура днища поршня при этом повышается. При наличии поперечных прорезей уменьшается жесткость поршня. В случае высокого давления сгорания, как например, в дизелях, разрезные поршни не применяют.

Толщину днища поршня выбирают исходя из величины максимальных давлений сгорания, получения необходимой жесткости поршня и интенсивного отвода от него теплоты. Переходы от днища к уплотняющему поясу и бобышкам должны быть массивными (см. рис. 256 и 257, *а* и *б*), особенно у поршней дизелей.

Днище поршня в зоне бобышек укрепляют сплошными приливами (см. поз. 4 на рис. 256, а и б и 2 на рис. 257, а) или расходящимися ребрами (см. поз. 1 на рис. 256, а и 4 на рис. 257, б), не выходящими за бобышки по их длине. Приливы или ребра увеличивают жесткость поршня и препятствуют его овализации в момент, когда нормальные силы достигают максимальных значений. Днище поршня с внутренней стороны в центральной части обычно делают гладким, без укрепляющих ребер (см. рис. 256, а, б, е и 257, а—в). Теплота со стороны внутренней поверхности отводится воздухом и маслом. Наличие ребер, как показала практика, не улучшает теплоотвода от днища.

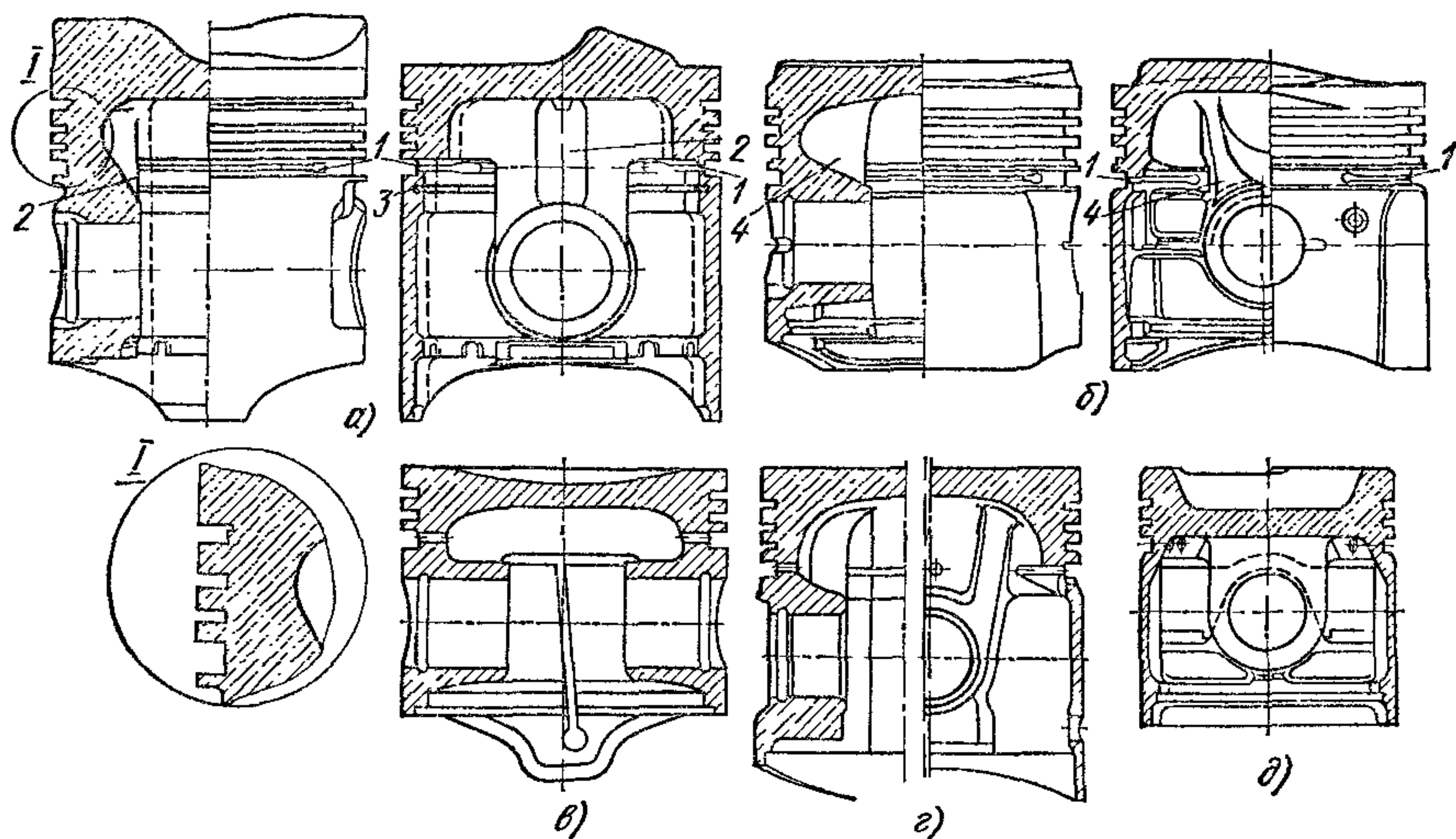


Рис. 257. Поршни карбюраторных двигателей:

а — биметаллический; б — биметаллический с поперечными прорезями и цельной направляющей частью, в и г — монометаллические с Т-образной прорезью; д — симметричной камерой в поршне

Кроме того, ребра, как правило, снижают усталостную прочность поршня вследствие возникновения концентраций напряжений (рис. 258, а) между ними.

Перемычки между компрессионными кольцами нагружаются силами давления газов, инерции масс колец и трения. Перемычку между первым и вторым кольцами, как правило, делают более высокой; в дизелях высота первой перемычки достигает $0,065 D$, а в карбюраторных двигателях $0,05D$. По мере удаления от днища высоту $h_{п}$ перемычек обычно уменьшают.

Для повышения прочности перемычек при сохранении неизменной их высоты следует уменьшать их ширину и увеличивать радиус сопряжения торцовых плоскостей с боковыми стенками канавок. В поршнях существующих дизелей отношение диаметра поршня к ширине перемычки (см. рис. 256, а) $D/A_K = 19 \div 24$, в среднем составляет примерно 21,5.

В канавках для маслоъемных шлицованных колец сверлят 6—12 дренажных отверстий для отвода масла внутрь поршня (см. рис. 256, б). В некоторых поршнях сверлят два пояса отверстий (см. рис. 256, а): в самой канавке и непосредственно под ней для отвода масла, снимаемого нижней кромкой кольца и собирающегося в цилиндрической или конической *B* (см. рис. 256, а и е) проточке, расположенной непосредственно под кольцом. Диаметр отверстий для отвода масла примерно равен высоте канавки для масляного кольца. При установке маслоъемных колец скребкового типа дренажные отверстия располагают обычно в поясе ниже кольца (см. рис. 256, е).

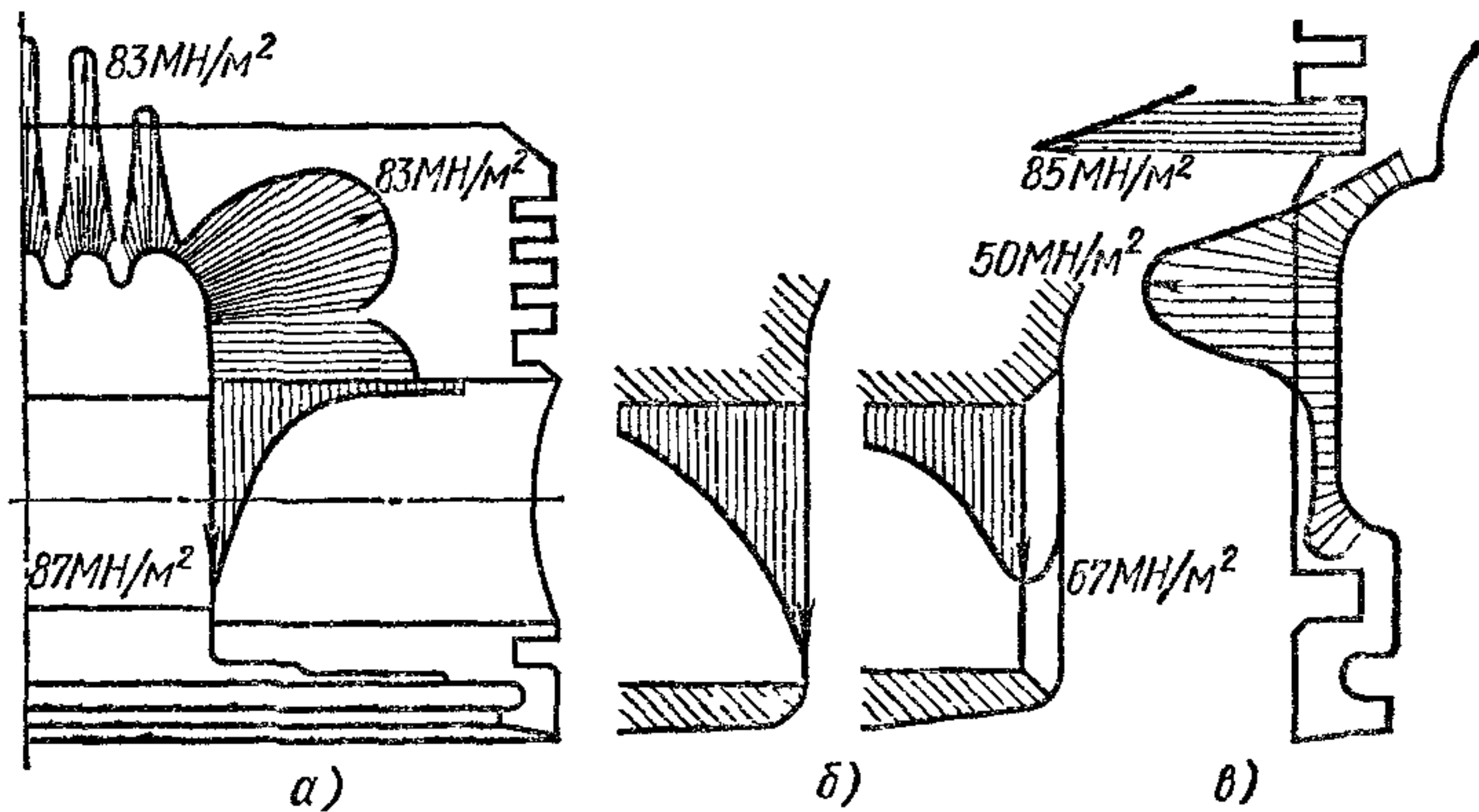


Рис. 258. Концентрации напряжений:

а — между ребрами и в зоне отверстия под палец; б — у наружных кромок отверстия пальца; в — по высоте поршня

Направляющий пояс высотой H_2 воспринимает нормальные нагрузки и обеспечивает положение поршня, соосное цилиндру. Относительная высота направляющего пояса H_2/H у дизелей меньше (в среднем 0,66), чем у карбюраторных двигателей (в среднем 0,72), что объясняется большим числом компрессионных колец и более широким жаровым поясом у дизелей.

У поршней дизелей нижнюю кромку иногда подрезают в виде скребка 2 (см. рис. 256, б) для снятия масла со стенок гильзы. В короткоходных двигателях в нижней части направляющего пояса делают вырезы 3 для прохода противовесов коленчатого вала.

Положение оси пальца выбирают из условия равномерного распределения нагрузки от нормальной силы по несущей высоте поршня. У дизелей в среднем относительная высота оси пальца $H_1/H = 0,44$, а у карбюраторных двигателей $H_1/H \approx 0,52$.

При неправильном положении оси пальца происходит перекашивание поршня в в. м. т., которое вызывает увеличение расхода масла, повышение шума при работе и кавитационную эрозию наружных поверхностей гильз из-за высокочастотной вибрации их стенок. Для борьбы с этими явлениями следует по возможности уменьшить зазоры между гильзой и направляющим поясом.

Перекашивание поршня устраняется смещением оси отверстия под палец по отношению к продольной оси поршня в сторону наиболее нагруженной его боковой поверхности (см. рис. 256, а и 257, б и г). При этом в зоне в. м. т. будет обеспечиваться плавное перемещение поршня в пределах зазора. Относительная величина смещения оси в поршнях дизелей и карбюраторных двигателей $e'/D = 0,014 \div 0,025$.

У наружных и внутренних кромок отверстий под палец (при его изгибе) возникают значительные концентрации напряжений, которые могут вызвать усталостные разрушения. Для уменьшения концентрации напряжений наружные кромки делают с коническими подрезами, скруглениями и фасками (рис. 258, б). При скруглении наружной кромки концентрация напряжений снижается на 40%. У внутренних кромок отверстий под палец также часто снимают фаски (см. рис. 256, а и б), однако при этом усложняется обработка поршня.

Конструктивные размеры поршней с малой массой, применяемых в быстроходных дизелях, отличаются от размеров поршней дизелей грузовых автомобилей (см. рис. 256, е).

Часть поршня, расположенная над отверстием под палец, выполняется массивной. Для выравнивания давления и улучшения условий смазки во время такта расширения и впуска верхняя и нижняя опорные поверхности пальца в бобышках имеют неодинаковую длину (см. рис. 256, е).

Поршни карбюраторных двигателей и дизелей изготавливают из специальных алюминиевых сплавов, коэффициент линейного расширения которых колеблется в зависимости от их химического состава в пределах $(16 \div 21) \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, в то время как этот коэффициент у стальной или чугунной гильзы цилиндра составляет $(11 \div 12) \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$. От разницы коэффициентов линейного расширения материалов поршня и гильзы и разности их температур зависит величина зазора между ними.

Величина зазора между поршнем и гильзой влияет на расход масла, уровень и спектр шумов, утечки газов из цилиндров в картер, износ поверхностей (гильзы, поршня, колец) и теплоотвод от поршня.

Тепловые деформации поршня в радиальных направлениях складываются с деформациями, вызываемыми овализацией поршня при нагрузке его нормальными силами. Вследствие этого поперечное сечение поршня делают овальными так, чтобы большая ось овала совпадала с направлением действия нормальной силы, а малая — с продольной осью пальца. Поршень сужен по высоте в направлении днища и имеет овальные поперечные сечения.

Для повышения долговечности поршневой группы зазор между несущей поверхностью поршня и гильзой в нагретом двигателе должен быть по возможности малым и одинаковым по высоте поршня.

Неодинаковая жесткость уплотняющего пояса в различных радиальных направлениях в сочетании с неравномерностью температурного поля по окружности и высоте поршня может быть использована для его терморегулирования с целью установления минимально необходимых зазоров между поршнем и гильзой в рабочем состоянии.

В настоящее время в карбюраторных двигателях применяют поршни из алюминиевых сплавов следующих конструкций:

1) монометаллические с поперечными прорезями 1 (см. рис. 257, б и в) между уплотняющим и направляющим поясами;

2) биметаллические с поперечными прорезями 1 (рис. 259, а) и углублениями 3 в зоне бобышек, перекрытыми стальными пластинами 2;

3) биметаллические терморегулируемые с поперечными прорезями и с жестким неразрезанным направляющим поясом (см. рис. 257, а и 259, б);

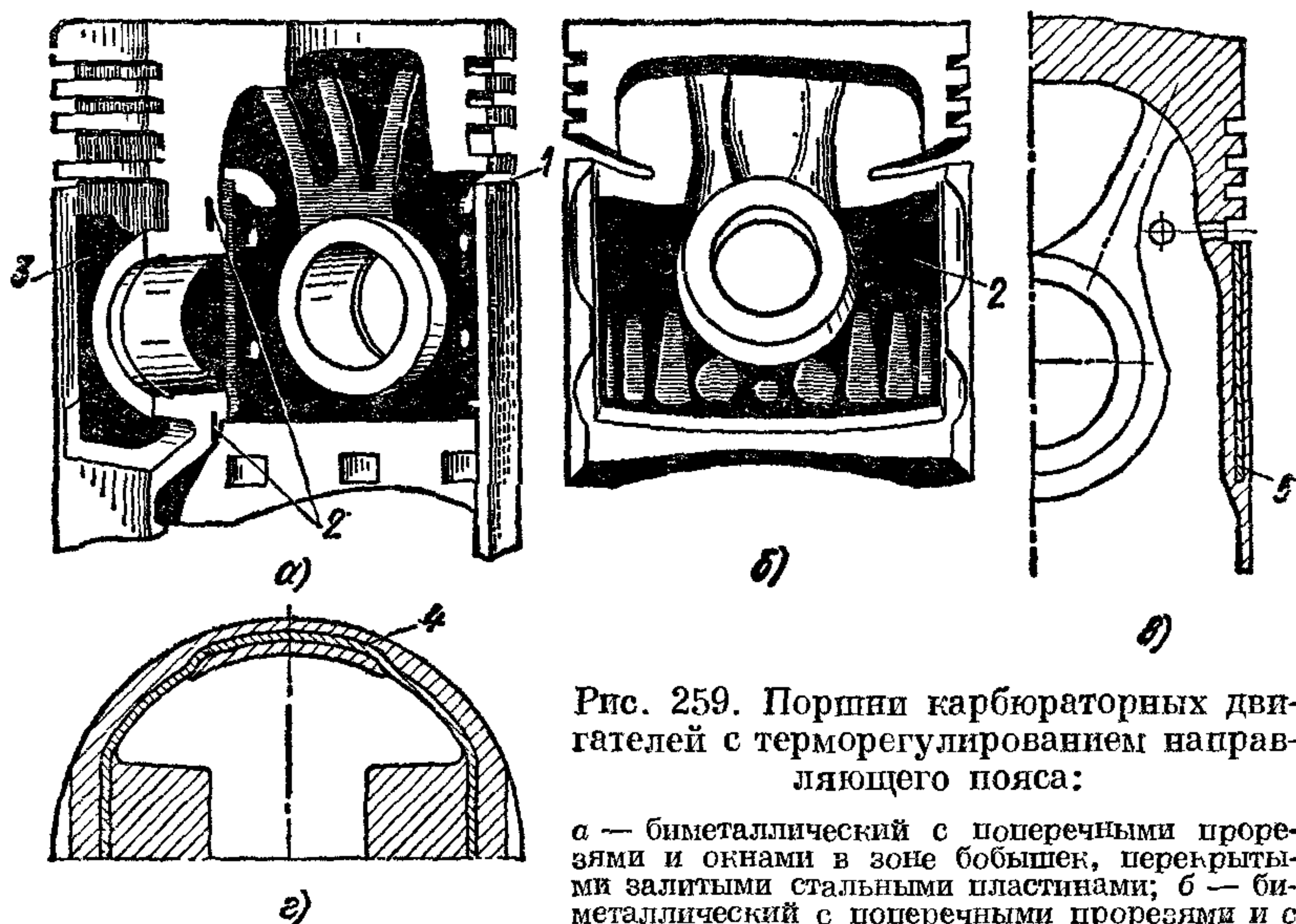


Рис. 259. Поршни карбюраторных двигателей с терморегулированием направляющего пояса:

а — биметаллический с поперечными прорезями и окнами в зоне бобышек, перекрытыми залитыми стальными пластинами; б — биметаллический с поперечными прорезями и с залитыми перфорированными пластинами, в и г — с цилиндрическими вставками

4) биметаллические терморегулируемые без поперечных и продольных прорезей с цилиндрическими вставками 5 и 4 (рис. 259, в и г).

5) монометаллические без прорезей (см. 257, д).

Поршни из алюминиевых сплавов с одной или двумя симметрично расположенными поперечными прорезями (см. рис. 257, в, г) устанавливают в холодном состоянии с малыми зазорами по всей высоте направляющего пояса, так как расширение при нагревании компенсируется уменьшением ширины продольных прорезей. Ниже приведены зазоры (в %) в этих поршнях при холодном состоянии двигателя, отнесенные к диаметру цилиндра (обозначения см. рис. 255):

Пояса:	
I—I	0,020—0,025
II—II	0,022—0,027
III—III (жаровой)	0,700—0,900

По мере повышения тепловых и механических нагрузок на поршень необходимо увеличивать его прочность, жесткость и применять

автоматическое тепловое регулирование. Для осуществления терморегулирования в направляющий пояс поршней с поперечными прорезями и без них в зоне бобышек заливают стальные поперечные пластины 3 (рис. 257, а), с помощью которых в отливке создаются остаточные напряжения. При нагревании поршней из алюминиевого сплава стальные пластины (имеющие меньший коэффициент линейного напряжения) препятствуют тепловому расширению направляющего пояса по линии действия нормальной силы.

В терморегулируемых поршнях тепловое расширение должно сцениваться общим коэффициентом линейного расширения, зависящим не только от расширения материала поршня, но также и от остаточных напряжений и жесткости залитых стальных пластин.

Общий коэффициент линейного расширения биметаллического поршня в направлении действия нормальной силы составляет $(9 \div \div 13) \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, т. е. примерно в 1,3—1,9 раза меньше, чем у алюминиевого сплава. В подобных конструкциях направляющую часть выполняют без продольных прорезей. Поверхность контакта поршня с гильзой при этом возрастает, что позволяет уменьшать монтажные зазоры между ними, так как эти детали при нагревании изменяются незначительно. При неразрезном направляющем поясе повышается точность изготовления поршня даже при относительно сложных профилях.

Биметаллические терморегулируемые поршни с поперечными прорезями изготавливают двух видов: 1) бобышки под палец соединены с днищем и нижней частью направляющего пояса широкими ребрами, а продольные стальные пластины 2 перекрывают между ними окна (рис. 259, в); 2) направляющий пояс сплошной и стальные пластины полностью залиты. В последнем случае можно получить больший терморегулирующий эффект, так как пластина связана с большей массой металла поршня (рис. 259, г).

Максимальный эффект терморегулирования достигается при заливке в зоне бобышек широких перфорированных пластин (рис. 259, б). Измерения тепловых деформаций по высоте поршня показали, что число, площадь и форма отверстий в пластинах значительно влияют на форму направляющего пояса.

Терморегулирование достигается не только путем заливки двух отдельных поперечных пластин в зоне бобышек (рис. 260, а), но также и путем заливки стальных колец прямоугольного поперечного сечения (рис. 260, б) непосредственно над бобышками. При этом используют цельные, с разрывом, зубчатые кольца (для увеличения поверхности контакта и лучшего закрепления), а также полукольца.

При высоких механических и термических нагрузках в бензиновых двигателях применяют неразрезные автотермические поршни со стальной ленточной вставкой (см. рис. 259, г), залитой в верхней направляющей части. Отношение $H/D \approx 0,94$ у этих поршней небольшое. В зонах передачи нормальных сил в плоскости качания шатуна — вставка 4 имеет упругий выступ. Вставка полностью залита в зонах бобышек поршня и выступов. В результате отсутствия поце-

речных прорезей между уплотняющей и направляющей частями повышаются структурная жесткость и теплоотвод от днища.

Как показали исследования, при нагревании стальные кольца препятствуют радиальным тепловым деформациям не только в плоскости их расположения, но и по всей высоте направляющего пояса.

Величину тепловых деформаций регулируют, подбирая толщину стенки направляющего пояса поршня и стальных пластин. Отношение толщины стенки и пластины обычно составляет 2 : 1 (толщина стенки 2—3 мм, пластины 1—1,5 мм). В некоторых поршнях стальные пластины заливают не полностью (см. рис. 259, а, б и г), что связано с трудностью их фиксации при отливке. Одновременно регулирование формы и подбор размеров поршня производится при переменной толщине основного материала.

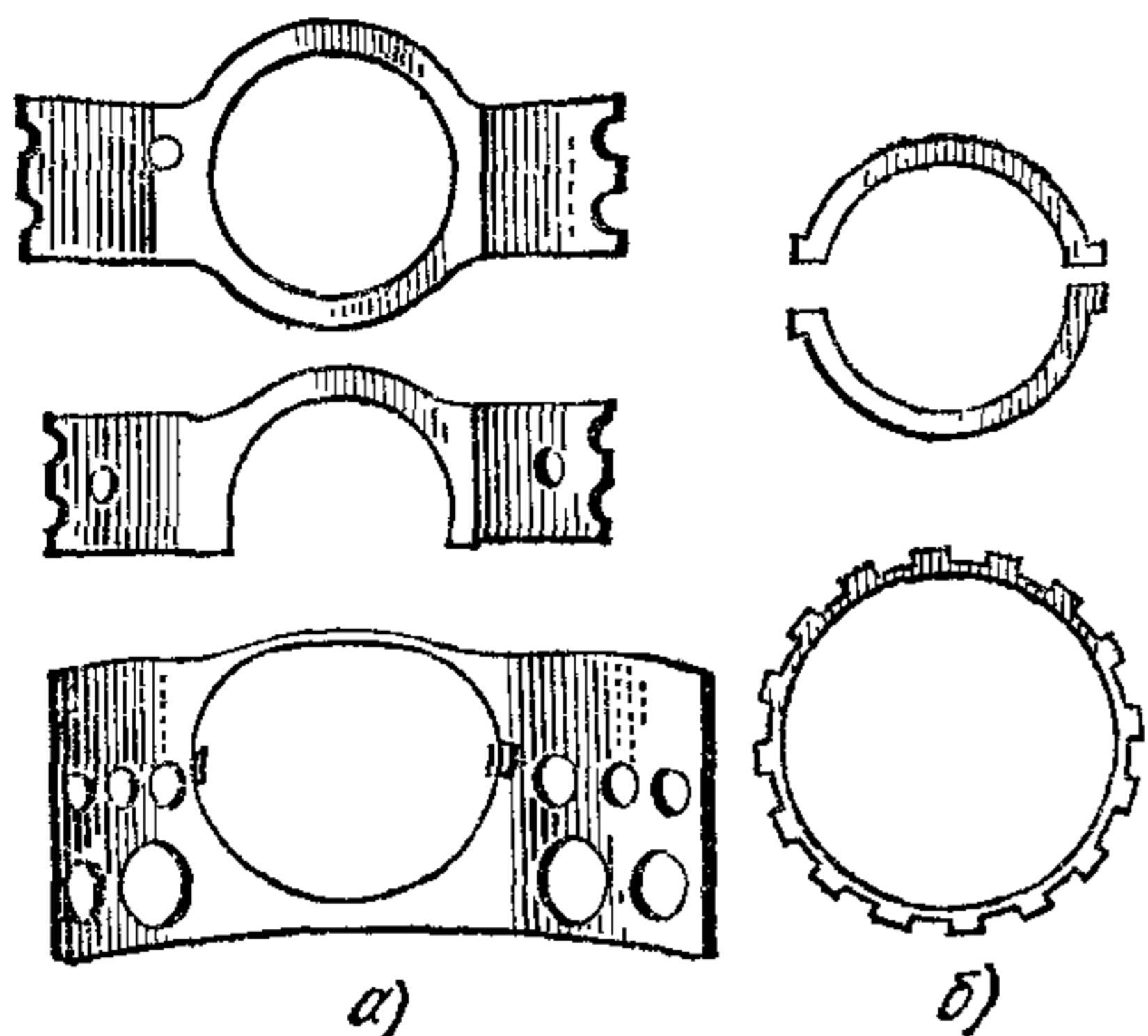


Рис. 260. Регулирующие стальные пластины:

а — продольные, располагаемые по высоте поршня; б — поперечные кольцевые

В карбюраторных двигателях с жидкостным охлаждением при установке терморегулируемых поршней относительные диаметральные зазоры в холодном состоянии двигателя имеют следующие значения в % (см. рис. 255):

Пояс:	
I—I	0,03—0,05
II—II	0,04—0,06
Кромка днища	0,50—0,70

В дизелях применяют моно- и биметаллические неразрезные поршни. В биметаллические поршни заливают кольцевые пластины с прямоугольным поперечным сечением.

В дизелях с удельной поршневой мощностью $(22 \div 30) \cdot 10^{-2}$ кВт/м², являющейся основным критерием теплонапряженности поршней, может возникнуть необходимость применения принудительного их охлаждения путем опрыскивания внутренней поверхности днища маслом или организованной его циркуляции. В этом случае масло подводится непосредственно от коленчатого вала по каналу в стержне шатуна к распылителю с калиброванным отверстием, расположенному в поршневой головке шатуна, или распыливается через неподвижные форсунки, закрепленные в нижней части гильзы. Для повышения охлаждающего эффекта в литых поршнях устраивают ловушки (см. рис. 256, д), в которых масло взбалтывается. При организованном охлаждении масло подводится через шатун и палец под днище поршня, который в этом случае изготавливают с отлитыми лабиринтными каналами или составным (рис. 261, а и б).

При опрыскивании температура днища поршня снижается на 15—20° С, а в конструкциях со взбалтыванием масла — на 25—30° С.

В цельнолитых поршнях при принудительном конвекционном охлаждении масло подводится к уплотняющему поясу в кольцевую полость (рис. 261, а). «Соляные стержни» каналов и полостей поршней изготавливают из водорастворимых солей и после отливки вымывают.

Составные теплонапряженные поршни с направляющей частью из алюминиевого сплава и уплотняющей из чугуна скреплены болтами (рис. 261, б) или имеют днище с резьбой. Масса составных поршней на 30% больше, чем монометаллических из алюминиевого сплава. При организованном охлаждении расход масла, подводимого под давлением через шатун и палец, составляет 1,5—3 л/(Вт·ч). При охлаждении путем опрыскивания расход масла увеличивается до 5—6 л/(Вт·ч).

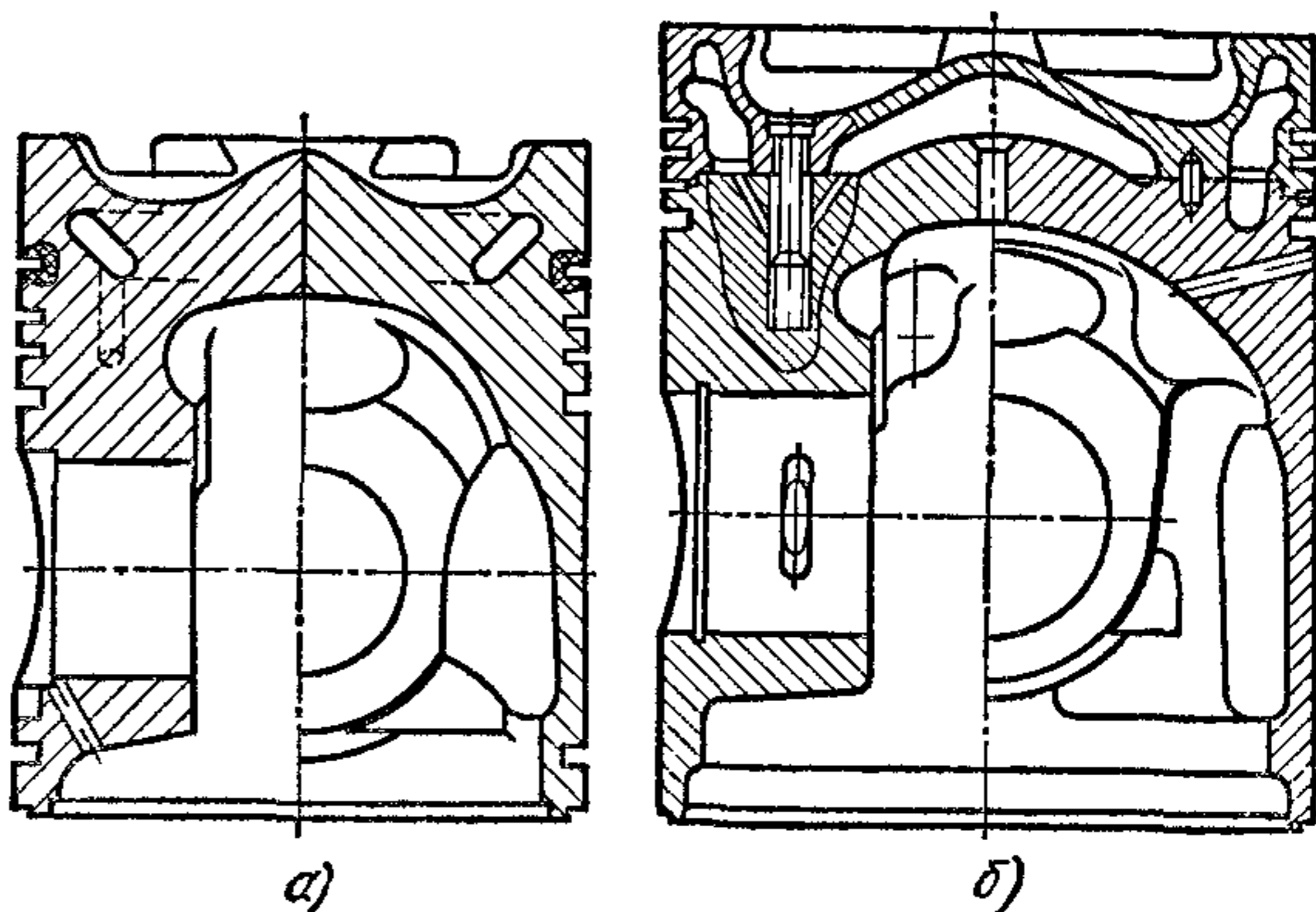


Рис. 261. Поршни с принудительным охлаждением:

а — из алюминиевого сплава с полостью для охлаждения; б — составной биметаллический

Для повышения теплоотдачи полости в поршне заполняются не полностью примерно на $\frac{1}{3}$ объема, и масло взбалтывается. Скорость

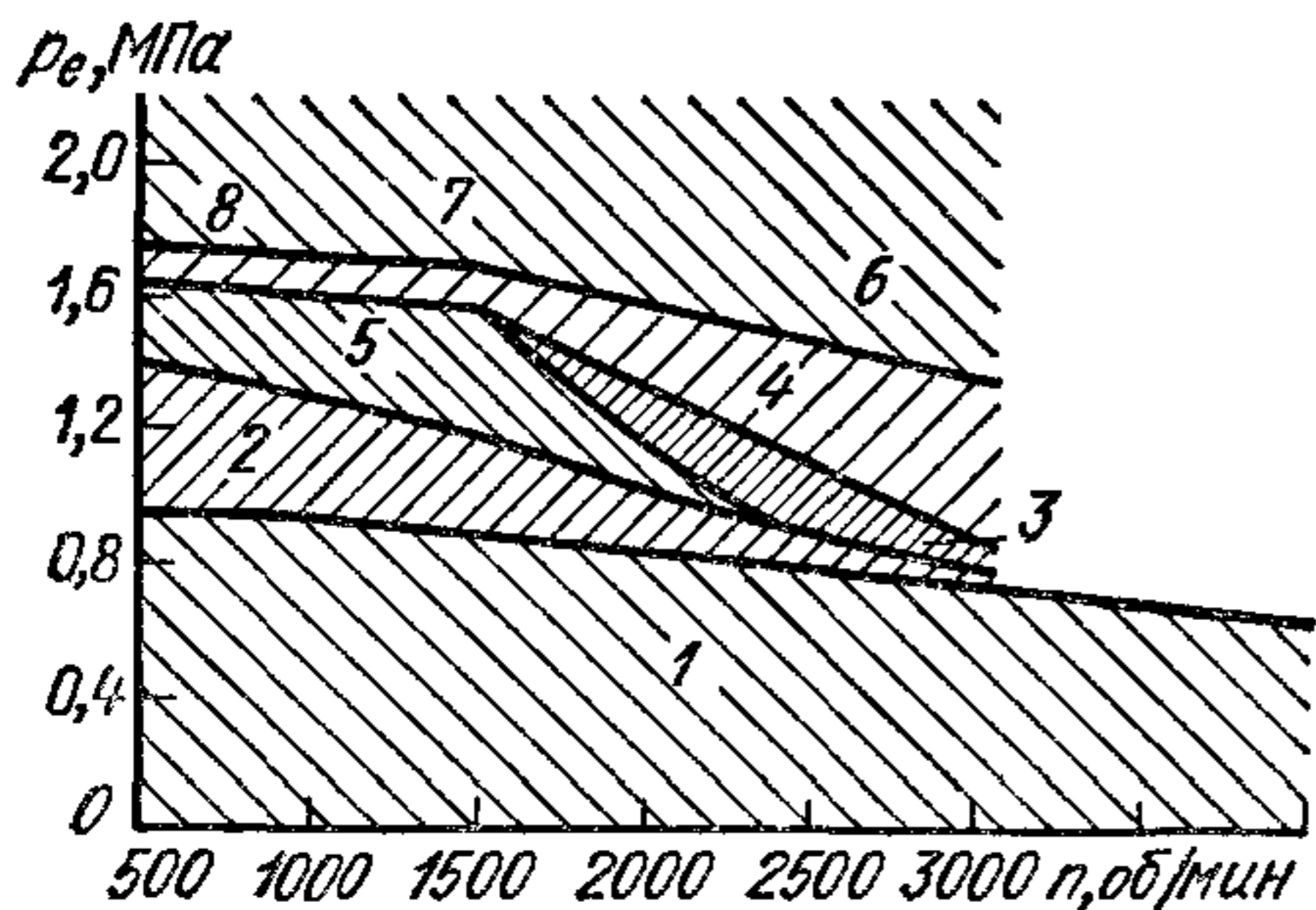


Рис. 262. Диаграмма области применения поршневых дизелей различной конструкции в зависимости от частоты вращения и среднего эффективного давления:

1 — литые поршни из алюминиевого сплава; 2 — литые поршни из алюминиевого сплава с опрыскиванием маслом; 3 — штампованные поршни из алюминиевого сплава с опрыскиванием маслом; 4 — штампованные поршни из алюминиевого сплава с каналами для охлаждения; 5 — литые поршни из алюминиевого сплава с каналами для охлаждения; 6 — составной

поршень со штампованной направляющей частью из алюминиевого сплава; 7 — составной поршень с литьем направляющей частью из алюминиевого сплава; 8 — чугунный поршень

подачи масла должна быть не ниже 5 м/с, что соответствует турбулентному потоку и высокому коэффициенту теплоотдачи от металла к маслу. Температура в зоне первого компрессионного кольца при организованном охлаждении снижается на 90—100° С.

На рис. 262 представлена диаграмма областей применения поршней различных конструкций в зависимости от частоты вращения для различных средних эффективных давлений.

Температура поршня бензинового двигателя повышается с возрастанием на каждые:

- 1) 10°C температуры охлаждающей жидкости на $6\text{--}8^{\circ}\text{C}$;
- 2) 10°C температуры масла на $1\text{--}3^{\circ}\text{C}$;
- 3) 10°C температуры засасываемого воздуха на $1\text{--}2^{\circ}\text{C}$;
- 4) 100 об/мин частоты вращения на $2\text{--}4^{\circ}\text{C}$ при постоянном среднем эффективном давлении;
- 5) 1 Па среднего эффективного давления на $10\text{--}11^{\circ}\text{C}$ при постоянной частоте вращения.

Непостоянство температур как по высоте, так и в радиальных направлениях поршня вызвало необходимость изменения его профиля по высоте в различных поперечных сечениях.

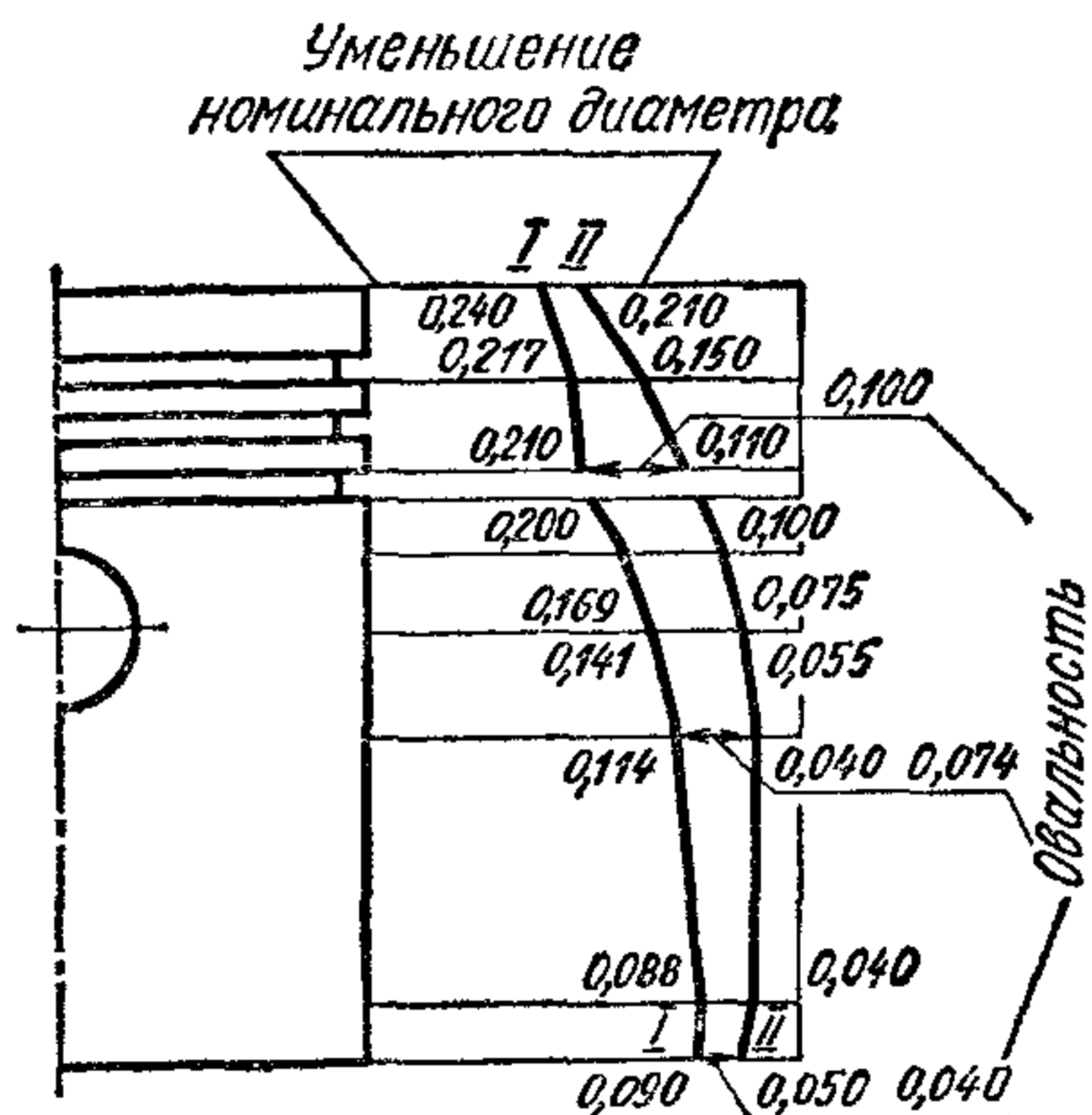


Рис. 263. Профиль холодного поршня по высоте в плоскости:

I—I — оси пальца, *II—II* — перпендикулярной к оси пальца (в плоскости действия боковых сил)

ных сечений (см. кривые *I—I* и *II—II* для однометаллического поршня из алюминиевого сплава (на рис. 263). Наибольшую овальность имеют сечения в зоне отверстия под поршневый палец и непосредственно над ним.

Большое распространение получили бочкообразные поршни. Применение этих поршней позволяет увеличить их контактную поверхность с гильзой в 2 раза, снизить теплонапряженность на 20%, уменьшить шум при работе и расход масла. Зазор по всей высоте нагретого поршня при этом не превышает $0,02\text{--}0,04$ мм (при $D \approx 100$ мм).

Профиль поршня и овальность его сечений подбирают эмпирическим путем для каждой вновь создаваемой конструкции, так как величина зазоров одновременно зависит от начальных деформаций гильзы, возникающих при сборке двигателя, и от последующего ее теплового расширения.

Несущую поверхность поршня проверяют на условное давление, которое подсчитывают по формуле

$$q_{\Pi} = \frac{N}{DH_2}.$$

Максимальная нормальная сила давления поршня на стенку гильзы N в зависимости от отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и соотношения между силами давления газов и инерции составляет 10—20% максимальной силы, действующей по оси цилиндра $P_{z \max} + P_j$.

Условное давление в существующих двигателях колеблется в широких пределах: $q_{\text{ц}} = 0,6 \div 1,0$ МПа. Величина его не оказывает заметного влияния на износы цилиндро-поршневой группы.

§ 2. Обзор конструкций поршневых колец

Выбор формы, конструктивных параметров и способов повышения долговечности поршневых колец производят с учетом выполняемых ими функций: газоплотнения надпоршневого пространства, отвода теплоты от поршня в стенки гильзы и удаления излишков масла с ее стенок.

Поршневые кольца относятся к лабиринтному типу уплотнений с упругими подвижными элементами. В подобных уплотнениях следует считаться с неизбежными утечками газов, величина которых для поршневой группы ограничивается относительно небольшими пределами (0,5—1%). При повышенных утечках газов падает мощность двигателя вследствие частичного уменьшения количества рабочей смеси; повышается температура и, следовательно, теряется упругость колец; закоксовываются канавки, что вызывает зависание колец, ускоряется старение и загрязнение масла.

Газоуплотнение колец становится менее эффективным при деформации гильз. Установлено, что форма замка и величина зазора вследствие малых проходных сечений практически не влияют на утечки газов.

На рис. 264, а, схематично показаны силы и давления, действующие на кольцо. Газы из надпоршневого пространства через зазоры проникают за кольцо и прижимают его к гильзе. Во время работы кольцо может контактировать с гильзой не всей поверхностью, а только верхними или нижними гранями (рис. 264, б). Явление перекашивания кольца относительно поверхности гильзы подтверждается формой износа канавок, расширяющихся в процессе эксплуатации в сторону основания.

Перекокс кольца в канавке при нахождении поршня в в. м. т. может быть вызван на высоких скоростных режимах моментом сил инерции P_{jk} и трения $P_{\text{тр}}$. Перетекание газов через канавки в сторону направляющего пояса поршня сопровождается дросселированием в зазорах и быстрым уменьшением давления за кольцами по мере удаления их от днища. Экспериментальным путем установлено, что давление газов в первой канавке за кольцом, когда поршень находится в в. м. т., близко к давлению в цилиндре $p_1 = p_{\text{ц}}$, в этот момент давление во второй канавке составляет примерно $0,3p_{\text{ц}}$.

При выпуске и впуске в четырехтактных двигателях давление в канавках за кольцами не всегда успевает снизиться до нуля, и к последующему процессу сжатия в них сохраняется остаточное дав-

ление. Аккумуляция давления улучшает работу колец на насосных ходах поршня.

На режимах неполных нагрузок бензиновых двигателей, когда давление в цилиндре относительно невелико, давление газов в канавках может быть недостаточным для создания газоплотнения кольцами с частичной потерей упругости. Поэтому кольца считаются работоспособными до тех пор, пока их сила упругости еще обеспечивает надежное газоплотнение.

С увеличением частоты вращения двигателя эффективного газоплотнения можно достичь при меньшем числе компрессионных колец. В существующих быстроходных карбюраторных двигателях

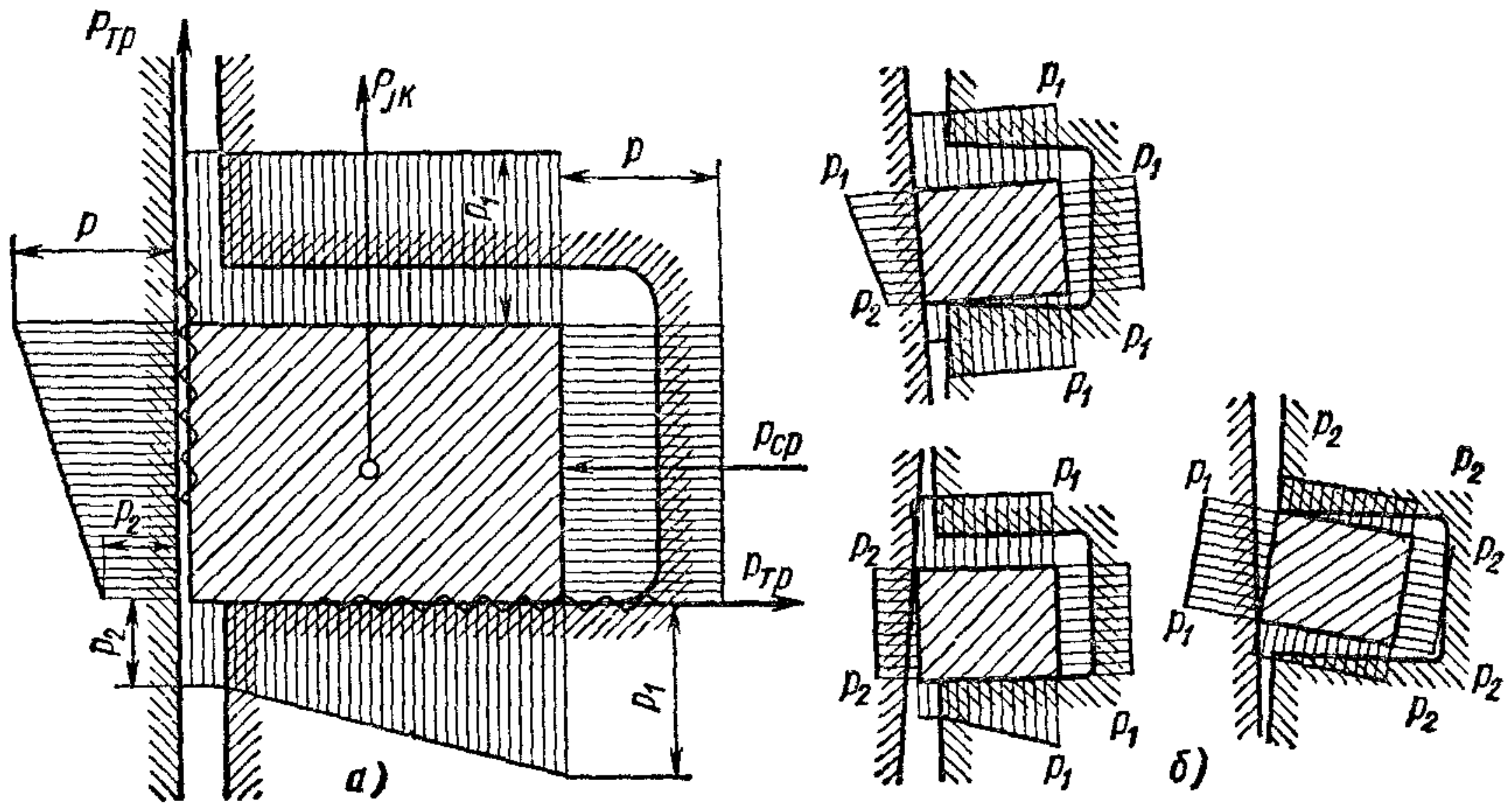


Рис. 264. Силы, действующие на поршневое кольцо, и возможные положения кольца в канавке

и дизелях число компрессионных колец может быть уменьшено до одного-двух; при высоком давлении газов (при турбонаддуве) — до двух-трех. На определенном скоростном режиме двигателя при подходе поршня к в. м. т. под действием переменных сил инерции, трения и сил газов может возникнуть осевая вибрация колец, нарушающая их нормальную работу. При определенных условиях осевая вибрация может перерасти в радиальную.

В случае вибрации колец в радиальном направлении они отстают от стенок гильзы, вследствие чего нарушается герметичность внутрицилиндрового пространства, ухудшаются теплоотвод (появляются зоны перегрева) и условия смазки, происходит коробление кольца и быстрый износ трущихся поверхностей. Радиальная вибрация колец ускоряется при наличии неровностей на поверхности гильзы, потере кольцами упругости, уменьшении давления газов в канавках и износах кольцевой канавки. Склонность колец к радиальным вибрациям может быть уменьшена путем повышения их силы упругости, уменьшения объема канавки за кольцом и высоты кольца.

Сила трения компрессионных колец зависит от среднего давления газов в канавках и от высоты b колец, так как сила прижатия кольца газами прямо пропорциональна его внутренней боковой поверхности (со стороны канавки), т. е. $\pi (D - 2t)$, где t — радиальная толщина кольца. В карбюраторных двигателях работа трения, приходящаяся на компрессионные кольца, как показали исследования, распределяется следующим образом: первое кольцо 60, второе 30 и третье 10%.

Из общей величины среднего давления внутренних потерь в двигателе составляющая, приходящаяся на поршневую группу, достигает 50—60%. С увеличением частоты вращения среднее давление внутренних потерь возрастает. Поэтому при повышении быстроходности двигателя для снижения потерь на трение в первую очередь следует уменьшать число компрессионных колец и их высоту.

Количество теплоты, отводимое от поршня, распределяется примерно следующим образом: через компрессионные кольца и уплотняющий пояс отводится 70—80% теплоты (из них 50—60% через кольца), через наружную поверхность направляющего пояса 25—45% и через внутреннюю поверхность в масло и омывающие газы 5%. Наиболее интенсивно отводится теплота в гильзу через первое компрессионное кольцо, работающее в условиях граничного трения. Поэтому установка второго и третьего компрессионных колец мало влияет на температурный режим поршня.

Проведенные измерения показали, что температурный перепад между кольцами и гильзой больше, чем между поршнем и кольцами, так как между поверхностями кольца и гильзы теплоизолирующий слой масла меньше. На торцовых поверхностях канавок имеются слои масла и отложение нагара, что затрудняет отвод теплоты от поршня к кольцам.

Конструктивные формы компрессионных и маслосъемных колец весьма разнообразны. Компрессионные и маслосъемные кольца значительно различаются между собой по конструктивным параметрам. Однако компрессионные кольца частично выполняют также функции маслораспределения и маслосъема. На рис. 265 показаны наиболее распространенные профили компрессионных и маслосъемных колец.

Компрессионные кольца (рис. 265, *а*) делятся на кольца:
с цилиндрической наружной поверхностью (поз. 1, 4, 7, 9—13);
с ускоренной приработкой (поз. 2) — «минутные», имеющие коническую наружную поверхность (угол наклона образующей 15—20');
с пониженной склонностью к заеданию в канавках поршня (поз. 6, 7);

с повышенным воздействием на масляную пленку гильзы (поз. 8—10): «торсионные», скребковые и скребковые с подрезами.

Верхние компрессионные кольца покрывают слоем хрома для повышения износостойкости. У наиболее форсированных двигателей поверх слоя хрома или непосредственно на основной материал кольца наносят молибденовый слой толщиной до 0,25 мм (поз. 11—14, рис. 265, *а*).

Для ускорения приработки колец им придают бочкообразную форму со стрелой прогиба образующей 5—10 мкм (поз. 14, рис. 265, а).

Кольцо со строго цилиндрической поверхностью характеризуется относительно длительным периодом приработки, который сопровож-

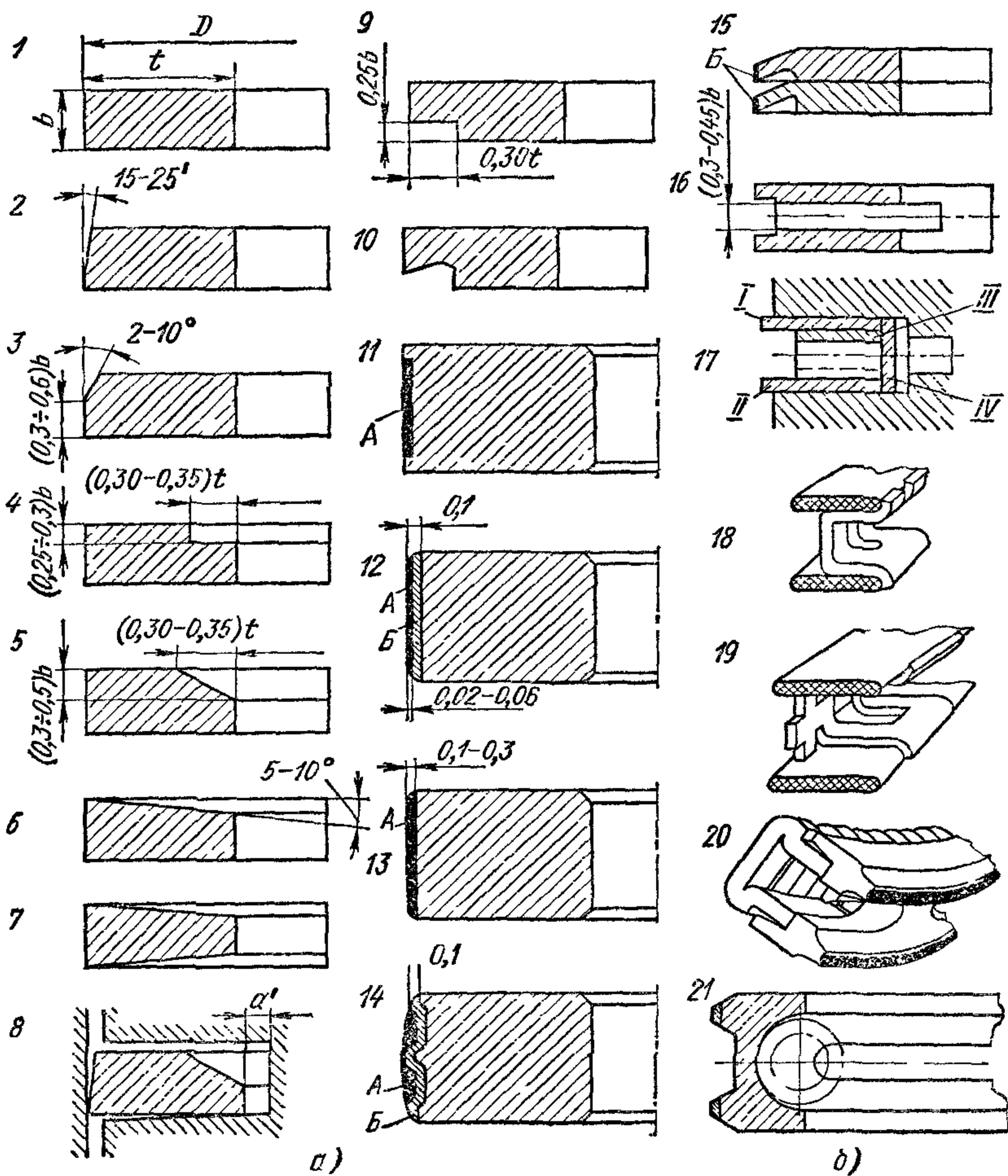


Рис. 265. Конструктивные формы колец:

А — молибден; Б — хром

дается повышенными расходами масла, отложением нагара и дымлением из сапуна. Полностью коническая рабочая поверхность или коническая с цилиндрическим поясом (кольцо 3) обеспечивает ускоренную приработку кольца вследствие большего давления на стенку цилиндра.

Кольца 4 и 8 с цилиндрическим или коническим внутренним подрезом из-за несимметричности поперечного сечения при сжатии во время установки скручиваются и упираются наружной кромкой

в стенку гильзы. Такие кольца имеют относительно короткие сроки приработки, как и «минутные» кольца. Площадь контакта нижней поверхности кольца с опорной плоскостью канавки при этом уменьшается, что ухудшает отвод теплоты в гильзу.

Торсионные кольца менее склонны к вибрациям, чем «минутные». Они частично выполняют функции маслосъемных колец при некотором ухудшении газоуплотняющих свойств. Кольца 6 и 7 с пониженной склонностью к заеданию в канавках выполняются с поперечным сечением в форме одно- или двусторонней трапеции. Угол наклона сторон трапеции выбирают в пределах $5-10^\circ$. В канавках с конической поверхностью отложения нагара при движении колец в радиальном направлении и по высоте канавки растираются и снимаются боковыми плоскостями.

Для улучшения маслосъемных свойств компрессионных колец подрезают их несущую поверхность, вследствие чего увеличивается радиальное давление. В этом случае кольцо 9 становится комбинированным, так как оно одновременно выполняет функции маслосъемного и компрессионного колец. Высота подреза обычно составляет $(0,25 \div 0,33) b$, а глубина $0,30 t$. При установке компрессионных колец 8—10 скребкового типа с конической поверхностью улучшаются условия смазки при движении поршня к в. м. т. Угол наклона образующей верхней фаски колеблется в пределах $2-10^\circ$.

В большинстве конструкций сьем масла достигается с помощью одного верхнего маслосъемного кольца.

Маслосъемные кольца (рис. 265, б) отличаются более разнообразной конструкцией, чем компрессионные. Наибольшее распространение получили шлицованные 16 и 21 и многоэлементные стальные кольца 17—20.

Маслосъемные кольца изготовляют с повышенными радиальными давлениями. Кроме того, для увеличения силы прижатия кольца к гильзе в канавке с тыльной стороны его иногда устанавливают стальные расширители (кольца 17—21) в виде многогранных лент IV или цилиндрических витых пружин. Суммарное радиальное давление при этом может достигнуть 3 МПа. Для отвода внутрь поршня масла, собирающегося в углублениях колец 16 с П-образным профилем, фрезеруют прорезы высотой $(0,3 \div 0,45) b$. Высота несущего пояса скребковых колец колеблется обычно в пределах 0,15—1,0 мм.

У маслосъемных колец с распорной пружиной (у которых радиальное давление достигает 3 МПа) для повышения долговечности рабочую контактную поверхность иногда также покрывают защитным слоем хрома (поз. 20, 21, рис. 265, б). Расход масла при установке колец с распорной пружиной значительно снижается.

В поршнях со шлицованными кольцами делают один пояс дренажных отверстий внутри канавок (см. рис. 256, б) или два — внутри канавок и под ними (см. рис. 256, в). При установке скребковых колец 15 дренажные отверстия обычно располагают только под ними.

Большое распространение получили составные стальные кольца 17—20 (рис. 265, б): четырехэлементные — из двух кольцевых стальных дисков I и II и двух расширителей (осевого III и радиального

в виде многогранной ленты *IV*) и трехэлементные. Диски *I* и *II* для повышения износостойкости хромируют по рабочей поверхности. Составные кольца хорошо следуют за всеми неровностями и деформациями гильзы и обеспечивают эффективный съем масла.

Тищинные конструкции трехэлементных колец 18—20 с одним комбинированным расширителем представлены на рис. 265. В осевом направлении расширитель имеет высокую жесткость; радиальное давление составляет примерно 17 МПа.

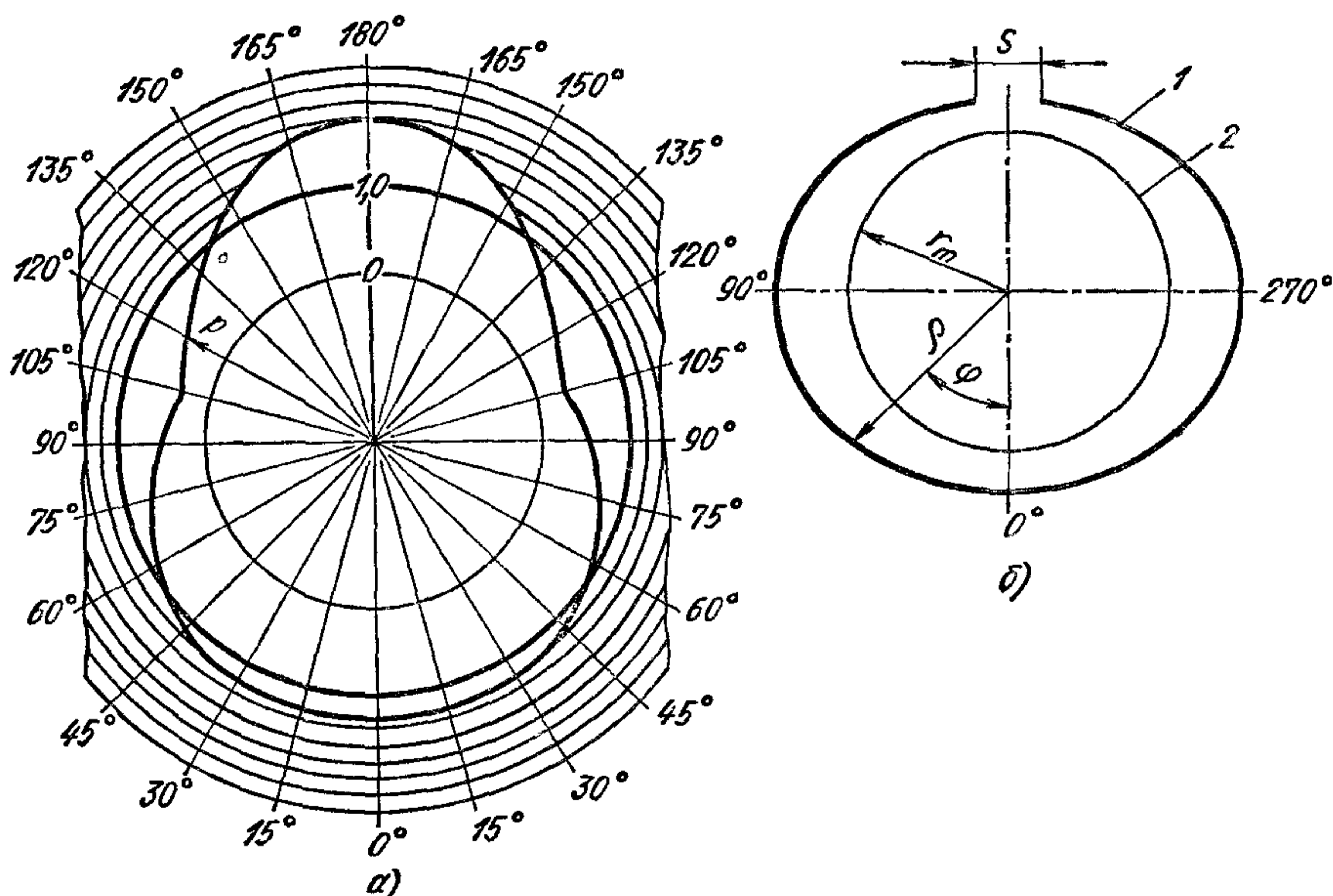


Рис. 266. Овальная эпюра радиальных давлений кольца и формы кольца в рабочем и свободном состоянии

В качестве конструктивных параметров колец принимают:

- 1) отношение диаметра цилиндра к радиальной толщине D/t , от величины которого зависит радиальное давление от силы упругости кольца и напряжения изгиба в нем;
- 2) высоту кольца b ;
- 3) раствор S замка, т. е. разность между вырезом кольца в свободном состоянии и тепловым зазором.

В табл. 34 приведены значения конструктивных параметров поршневых колец дизелей и карбюраторных двигателей.

Разность a' (кольцо 8, рис. 265, *a*) между глубиной канавки в поршне и радиальной толщиной кольца, которая определяет зазор между тыльной поверхностью кольца и стенкой канавки, достигает у компрессионных колец 0,70—0,95 мм, а у маслосъемных 0,9—1,1 мм.

При износе поршневого кольца и уменьшении его толщины радиальное давление от силы упругости кольца понижается и перераспределяется по его окружности. При большом износе кольца

нарушается его контакт с поверхностью гильзы, в первую очередь в зоне замка (с обеих сторон его на дуге $30-60^\circ$).

Форма изношенного кольца зависит от первоначальной эшюры его давлений. Кольца с равномерной эшюрой давлений имеют меньшие сроки службы.

34. Конструктивные параметры поршневых колец

Кольца	D/t	b , мм	S/t
Компрессионные	20—25	1,5—6,5 *	3,2—4,0
Маслосъемные	23—26		

* Верхний предел относится к дизелям. Жесткие кольца с малым отношением D/t хуже приспособляются к деформациям гильзы.

Для повышения срока службы и устойчивости против вибраций кольца изготавливают с неравномерным (корректированным) давлением по окружности (рис. 266, а), увеличивающимся в зоне замка. При износе колец давление в зоне замка уменьшается и перераспределяется на соседние участки. Поэтому продолжительность работы кольца с повышенным давлением у замка до момента нарушения контакта его с гильзой возрастает.

§ 3. Расчет поршневого кольца ¹

Поршневые кольца автомобильных двигателей изготавливают путем копирного обтачивания по форме в свободном состоянии с последующей вырезкой части периметра, равной раствору S замка.

Форма кольца в свободном состоянии зависит от выбранного закона распределения его давлений на поверхность цилиндра по окружности (эшюры давлений). Установлено, что наибольшей работоспособностью (устойчивостью против радиальных вибраций) и долговечностью обладают поршневые кольца, эшюра давлений которых имеет грушевидную форму с повышенным давлением у замка (рис. 266, а). Однако во избежание нарушения на отдельных участках плотности прилегания колец к поверхности цилиндров максимальное относительное давление у замка q не должно быть слишком большим:

$$q_{\max} = p_{\max}/p_{\text{ср}} \leq 2,25,$$

где p_{\max} — давление кольца у замка; $p_{\text{ср}}$ — среднее давление кольца.

Учитывая неизбежность производственного рассеивания значений $p_{\text{ср}}$, для расчетов целесообразно принять пониженное значение максимального относительного давления: $q_{\text{расч}} = 1,6 \div 1,8$.

¹ Расчет приводится по методу, разработанному в НАМИ.

Исследования показали, что наиболее технологичными (в смысле наименьших погрешностей изготовления) являются кольца с грушевидной эшюрой давления, описанной уравнением, содержащим не более двух гармонических составляющих.

В частном случае, когда $q_{расч} = 1,6$, давление кольца в любой точке его периметра может быть описано следующим уравнением:

$$p = p_{ср} (1 + 0,42 \cos 2\varphi - 0,18 \cos 3\varphi), \quad (276)$$

где φ — угловая координата данной точки в полярной системе координат (рис. 266, б).

Форма кольца в свободном состоянии, обеспечивающая характер распределения давлений, указанных в уравнении (276), находится из следующих выражений:

$$\rho = r_m + \frac{t}{2} + S \left(\frac{S}{2r_m} Y + X \right),$$

где $S = 36\pi \frac{P_{ср} r_m^4}{Et^3}$;

$$Y = 0,0095 [\varphi^2 \cos \varphi (1 - 0,42 \cos \varphi) + \sin \varphi (\varphi + 0,42 \sin \varphi)];$$

$$X = 0,106 (1 + 0,42\varphi \sin \varphi - 0,0466 \cos 2\varphi - 0,0029 \cos 3\varphi),$$

где ρ — переменный радиус-вектор наружного контура кольца в точке с угловой координатой φ (см. рис. 266, б); r_m — средний радиус кольца.

Значения коэффициентов Y и X для различных углов φ приведены в табл. 35.

35. Значения коэффициентов Y и X для различных углов φ

φ°	Y	X	φ°	Y	X
0	0,0000	0,1107	100	0,0148	0,1778
10	0,0006	0,1117	110	0,0070	0,1823
20	0,0023	0,1149	120	-0,0050	0,1840
30	0,0050	0,1201	130	-0,0211	0,1823
40	0,0083	0,1270	140	-0,0409	0,1766
50	0,0121	0,1352	150	-0,0635	0,1667
60	0,0157	0,1443	160	-0,0876	0,1522
70	0,0190	0,1536	170	-0,1114	0,1338
80	0,0199	0,1628	180	-0,1331	0,1112
90	0,0189	0,1711			

Необходимые для расчета формы кольца значения $p_{ср}$ и t выбирают в зависимости от номинального диаметра кольца по кривым, построенным по статистическим данным (рис. 267). Кроме формы в свободном состоянии расчет поршневого кольца включает определение максимальных напряжений в кольце, установленном в цилиндр (σ_1), и при надевании кольца на поршень (σ_2).

Максимальные напряжения изгиба возникают в поперечном сечении кольца, расположенном против замка, и подсчитываются по формулам:

для кольца, эшюра давлений которого выражается уравнением (276),

$$\sigma_1 = 0,382E \frac{S}{D \left(\frac{D}{t} - 1 \right)};$$

для кольца с равномерно распределенным давлением:

$$\sigma_1 = 0,424E \frac{S}{D \left(\frac{D}{t} - 1 \right)}.$$

Максимальные напряжения при разведении замка в процессе надевания кольца на поршень, для кольца с эшюрой по уравнению (276)

$$\sigma_2 = \frac{4E(t - 0,11S)}{mD \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right)};$$

для кольца с равномерно распределенным давлением

$$\sigma_2 = \frac{4E(t - 0,106S)}{mD \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right)},$$

где m — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень, $m = 2$.

При малых диаметрах цилиндра ($D = 60$ мм) и соответственно малых отношениях D/t предельные значения напряжений в чугунных кольцах равны 290 МН/м^2 , а при больших диаметрах цилиндра ($D = 150$ мм) уменьшаются до 210 МН/м^2 . В некоторых случаях допускаются напряжения, равные 420 МН/м^2 .

Напряжения σ_2 обычно на 10—30% больше напряжения σ_1 . Напряжения σ_1 и σ_2 достигают 50—70% предела прочности чугуна при изгибе, что свидетельствует о высоком напряженном состоянии колец, особенно при работе в условиях повышенных температур.

Величину монтажного зазора в прямом замке холодного кольца Δ_K после заведения его в цилиндр определяют из условия неодинакового нагревания кольца и гильзы в работающем двигателе и с учетом их коэффициентов линейного расширения:

$$\Delta_K = \Delta'_K + (\alpha_K \Delta t_K - \alpha_G \Delta t_G),$$

где Δ'_K — минимально допустимый конечный зазор при разогретом двигателе; α_K и α_G — коэффициент линейного расширения материалов

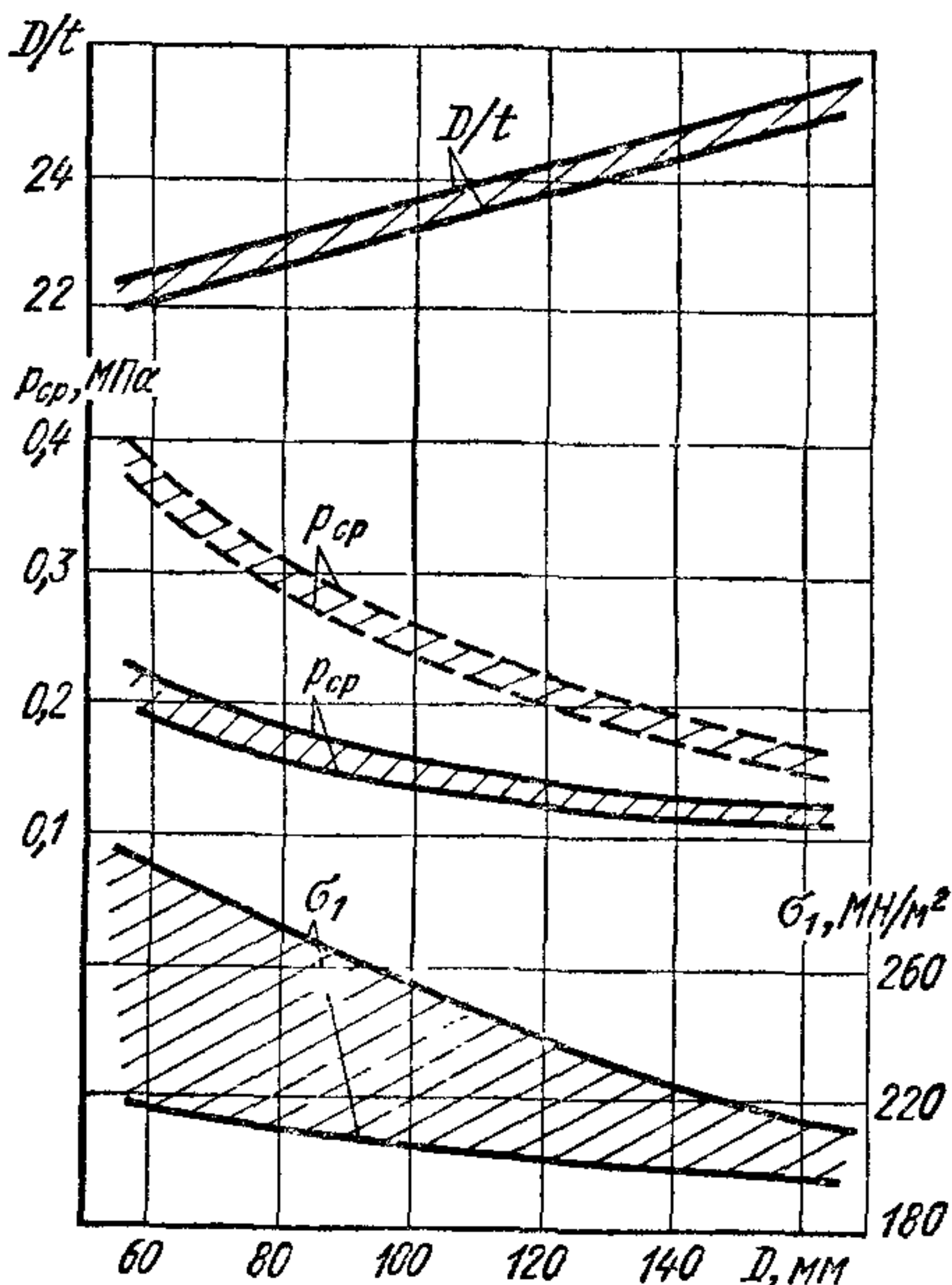


Рис. 267. Давление p_{cp} , отношение D/t и напряжение σ_1 в зависимости от диаметра цилиндра:

сплошные кривые p_{cp} — компрессионные кольца, штриховые — маслосъемные

кольца и гильзы; Δt_K и Δt_T — температура нагрева, соответственно кольца и гильзы, $\Delta t_K = 200^\circ \text{C}$; $\Delta t_T = 140^\circ \text{C}$.

Зазор Δ'_K , обеспечивающий несмыкание замка в разогретом двигателе, может быть принят равным 0,06—0,1 мм.

§ 4. Расчет поршневого пальца

В существующих двигателях в основном распространены плавающие пальцы (см. рис. 255); пальцы, заземленные в поршневой головке шатуна, имеют ограниченное применение.

Диаметр поршневого пальца заметно влияет на высоту поршня, его массу, а также на размеры и массу поршневой головки шатуна. При выборе наружного и внутреннего диаметров пальца следует исходить из допустимых напряжений изгиба и среза, а также напряжений и деформаций пальца, возникающих при его овализации.

Поверхности в сочленении пальца с бобышками и втулкой поршневой головки проверяют на условное давление, влияющее на выдавливание смазки и износ этих поверхностей.

Указанные выше напряжения, деформации и условное давление зависят (см. рис. 255) от наружного d_H и внутреннего d_B диаметров пальца, их отношения $\alpha_0 = \frac{d_B}{d_H}$, длины пальца l_{II} , длины опорных поверхностей в головке шатуна a и в бобышках поршня $l_{II} - b_0$, ширины пролета между бобышками b_0 , жесткости бобышек и головки шатуна и зазоров в сочленениях пальца.

Разрушения пальца, вызываемые чаще всего напряжениями, возникающими при его овализации, изгибе и срезе, носят усталостный характер. Разрушение пальца обычно начинается с внутренней поверхности, на которой появляются продольные микротрещины. При циклическом характере нагрузок они прогрессивно увеличиваются и вызывают усталостное разрушение пальца.

При проектировании размеры пальца в первом приближении могут быть выбраны по статистическим данным с последующей проверкой расчетом.

В табл. 36 приведены относительные конструктивные размеры пальцев.

36. Относительные конструктивные размеры пальцев

Параметры	Карбюраторные двигатели		Параметры	Дизели		Параметры	Дизели	
	Карбюраторные двигатели	Дизели		Карбюраторные двигатели	Дизели		Карбюраторные двигатели	Дизели
d_H/D	0,24—0,28 * (0,26)	0,34—0,38 (0,36)	α_0	0,64—0,72 (0,68)	0,52—0,58 (0,56)	l_{II}/D	(0,80)	(0,85)

Примечание. В скобках даны средние значения параметров.

* Нижние пределы относятся к заземленным пальцам.

Внутреннюю поверхность пальца делают цилиндрической одного диаметра по всей длине. Для повышения усталостной прочности

пальца в форсированных двигателях внутреннюю поверхность необходимо полировать. В случае химико-термической обработки внутренней поверхности усталостная прочность пальца повышается при цементации на 15—20%, а при азотировании — на 35—45%.

Плавающие пальцы от осевых перемещений фиксируются пружинящими кольцами прямоугольного или круглого сечения (см. рис. 255). В поршень, изготовленный из алюминиевого сплава, палец устанавливают с натягом или с очень незначительным зазором (в случае применения эвтектических кремнеалюминиевых сплавов). При прогревании двигателя после пуска натяг исчезает.

Относительные натяги и зазоры в соединении пальца с поршнем приведены в табл. 37.

37. Относительные зазоры и натяги в соединении палец — поршень

Пальцы	Диаметр цилиндра, мм	Относительные зазоры и натяги
Плавающих поршней из алюминиевого сплава	$\left\{ \begin{array}{l} \text{До } 100 \\ 100-150 \end{array} \right.$	$(+ 0,3 \div - 0,2) \cdot 10^{-5}$
Защемленных поршней:		$[+ (0,27 \div 0,4) \div - (0,27 \div 0,4)] \cdot 10^{-5}$
из алюминиевого сплава	50—130	$+ (0,46 \div 1,4) \cdot 10^{-5}$
чугунных	50—130	$+ (0,54 \div 1,8) \cdot 10^{-5}$

Палец рассчитывают на усилие, возникающее при работе двигателя на режиме максимального крутящего момента, когда давление газов в цилиндре максимально. Силы инерции поршня, направленные в в. м. т. от оси коленчатого вала и разгружающие поршневой палец, при расчетах на режиме максимального крутящего момента не учитывают. При проверочных расчетах на номинальном скоростном режиме, когда силы инерции достигают значительной величины (особенно в карбюраторных двигателях), их необходимо принимать во внимание.

Поршневые пальцы испытывают циклические нагрузки. Однако для плавающих пальцев, которые могут вращаться вокруг своей оси, запас прочности не определяют.

Условное давление, приходящееся на единицу площади проекции опорной поверхности в бобышках поршня,

$$q_{\text{б}} = \frac{P_{z \text{ max}} + 0,7P_{j \text{ п}}}{d_{\text{н}} (l_{\text{п}} - b_0)};$$

во втулке поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}} = \frac{P_{z \text{ max}} + P_{j \text{ п}}}{d_{\text{ш}} a},$$

где $P_{j \text{ п}}$ — сила инерции поршневой группы; $P_{j \text{ п}} = -m_{\text{п}} \omega^2 R (1 + \lambda)$; 0,7 — коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

Для автомобильных двигателей $q_6 = 20 \div 40$ МПа, а $q_{ш} = 25 \div 60$ МПа. Верхние пределы относятся к быстроходным дизелям.

Напряжение изгиба пальца

$$\sigma_{изг} = \frac{P (l_{п} + 2b_0 - 1,5a)}{d_H^3 1,2 (1 - \alpha_0^4)},$$

где $P = P_{z \max} + 0,7 P_{лп}$.

Напряжения $\sigma_{изг}$ не должны превышать 200—250 МН/м².

Данная формула выведена из условия распределения нагрузки по длине пальца согласно эюре, приведенной на рис. 255. В этом случае расчетные деформации лучше всего совпадают с деформациями, измеренными путем тензометрирования. Форма эюры нагрузок в бобышках определяется видом заделки пальца, зависящей от соотношения жесткостей бобышек и пальца и от зазоров в сочленениях.

Поломки от напряжений изгиба чаще наблюдаются в толстостенных пальцах.

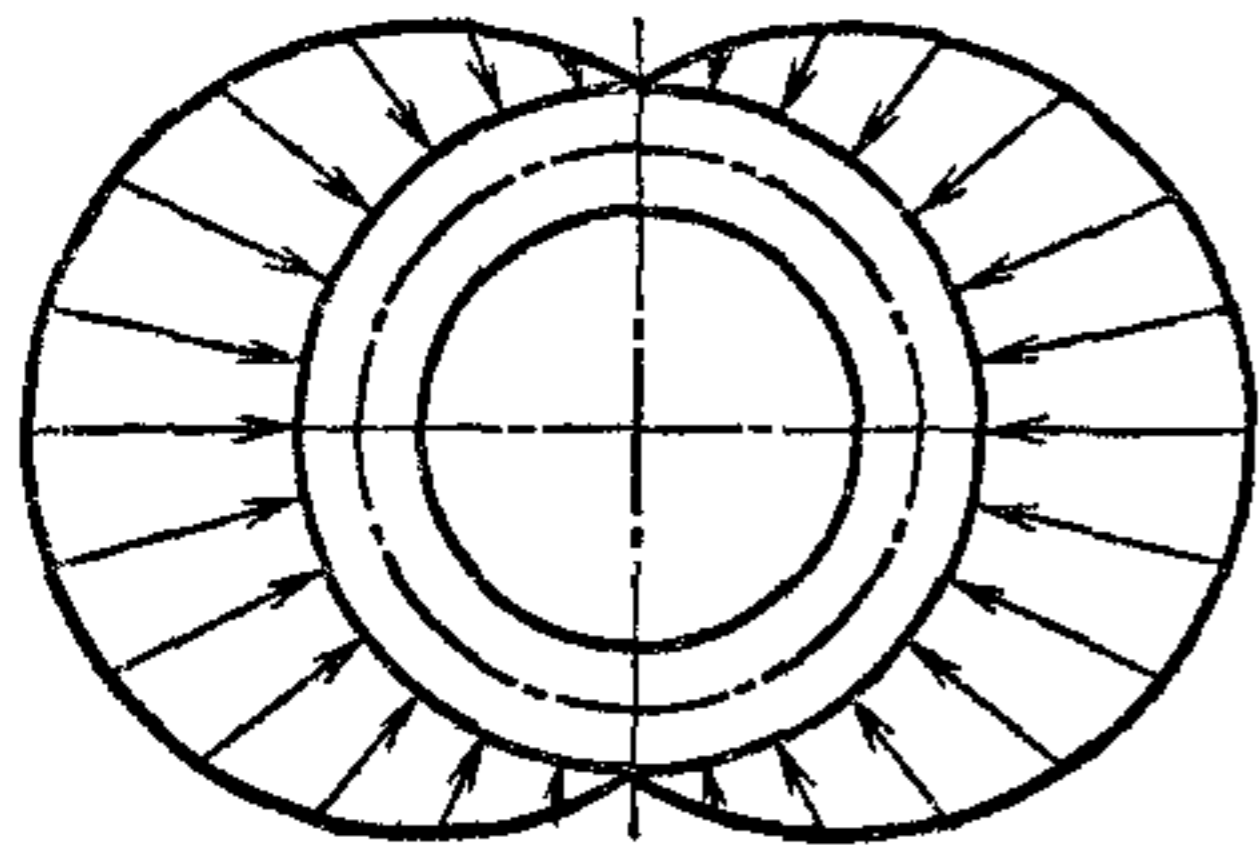


Рис. 268. Косинусоидальное распределение нагрузки при расчете пальца с учетом его овализации

Максимальные касательные напряжения от среза пальца возникают в сечениях *IV—IV* (см. рис. 255) между бобышками и поршневой головкой шатуна. Максимальное касательное напряжение в нейтральной плоскости

$$\tau = \frac{0,85P (1 + \alpha_0 + \alpha_0^2)}{d_H^2 (1 - \alpha_0^4)}.$$

Допустимые касательные напряжения τ должны быть не более 80—120 МН/м².

При овализации пальца подсчитывают напряжения в вертикальной и горизонтальной плоскостях, возникающие на наружной и внутренней поверхностях пальца, а также его деформацию по диаметру в горизонтальной плоскости. При выводе расчетных уравнений исходят из плоской задачи и принимают косинусоидальное распределение нагрузок по поверхности пальца (рис. 268). Расчет пальца ведут по формулам кривого бруса малой кривизны. Диаметральная деформация при овализации в средней части пальца

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P}{El_{п}} \left(\frac{1 + \alpha_0}{1 - \alpha_0} \right)^3 K,$$

где K — поправочный коэффициент, учитывающий влияние жесткости пальца, зависящей от отношения $\alpha_0 = d_B/d_H$; $K = (1,5 - 15) \times (\alpha_0 - 0,4)^3$.

Коэффициент K был введен в формулу после сопоставления расчетных диаметральных деформаций с измеренными. Диаметральная деформация не должна превышать половины диаметрального зазора между пальцем и втулкой поршневой головки.

Напряжения, возникающие при овализации пальца, подсчитывают по следующим формулам:

в горизонтальной плоскости соответственно наружной и внутренней поверхностях

$$\sigma_{\alpha 0} = [P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] (0,19K'_1 - K_2) K = [P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] C_1;$$

$$\sigma_{\alpha 0} = [-P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] (0,19K'_1 + K_2) K = [-P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] C_2,$$

где

$$K'_1 = \frac{(2 + \alpha_0)(1 + \alpha_0)}{(1 - \alpha_0)^2}; \quad K''_1 = \frac{(1 + 2\alpha_0)(1 + \alpha_0)}{(1 - \alpha_0)^2 \alpha_0};$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \alpha_0}; \quad C_1 = (0,19K'_1 - K_2) K;$$

$$C_2 = (0,19K'_1 + K_2) K;$$

в вертикальной плоскости соответственно на наружной и внутренней поверхностях

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = [-P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] (0,174K'_1 + 0,636K_2) K = [-P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] C_3;$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = [P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] (0,174K''_1 - 0,636K_2) K = [P/(l_{\Pi} d_{\text{н}})] C_4,$$

где $C_3 = (0,174K'_1 + 0,636K_2)$ и $C_4 = (0,174K''_1 - 0,636K_2)$.

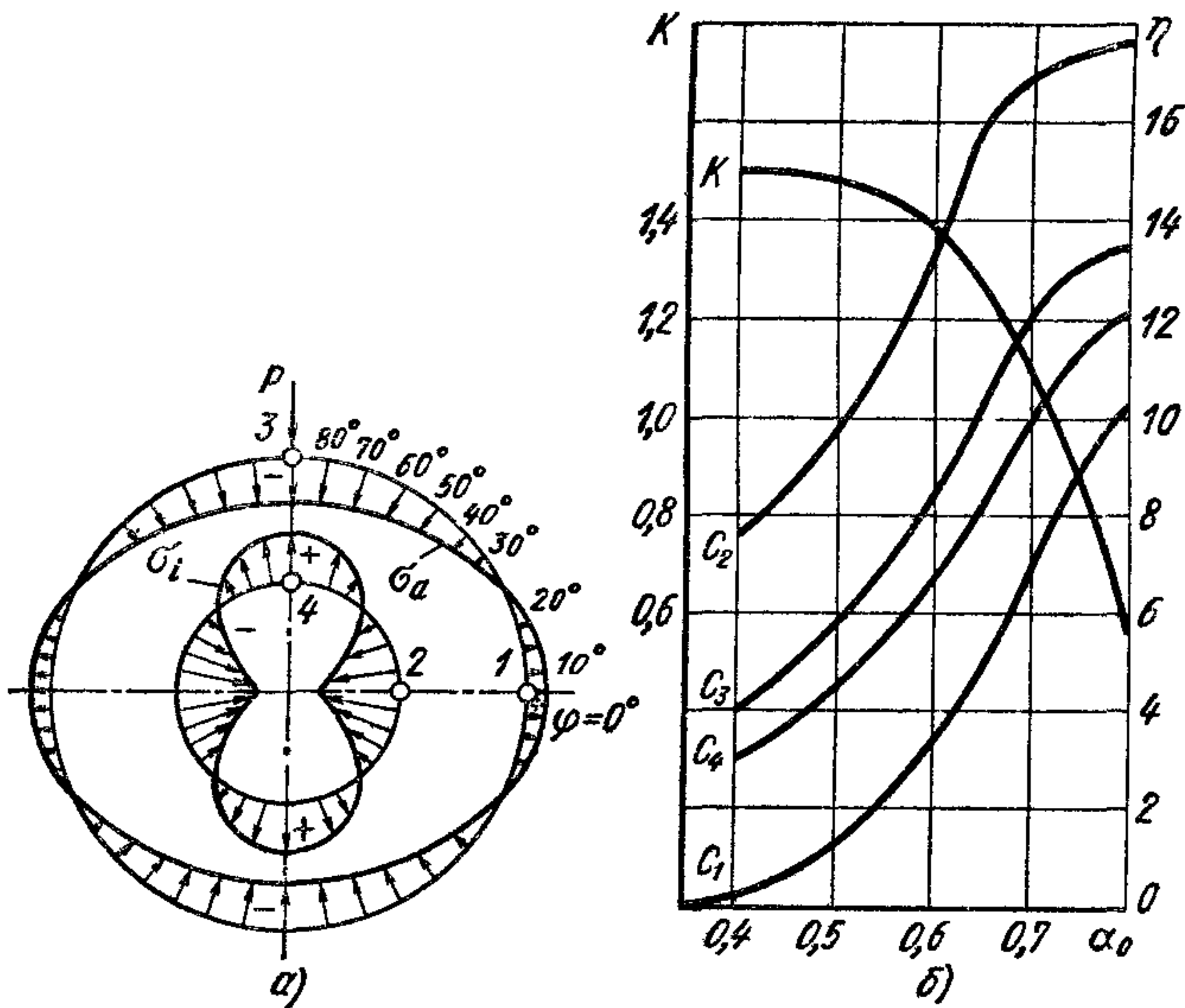


Рис. 269. Эпюры напряжений пальца от овализации и номограмма для определения напряжений

Эпюры напряжений на внутренней и наружной поверхностях показаны на рис. 269, а. Для облегчения расчетов на рис. 269, б приведены зависимости коэффициентов K , $C_1 - C_4$ от отношений $\alpha_0 = d_{\text{в}}/d_{\text{н}}$.

Наибольшие напряжения сжатия $\sigma_{\alpha 0}$, возникающие на внутренней поверхности в горизонтальной плоскости, не должны быть больше 300 МН/м^2 .

§ 5. Материалы поршней, колец и пальцев

К материалу поршней предъявляются следующие требования:

- 1) малые плотность и конструктивная масса деталей;
- 2) низкий коэффициент линейного расширения;
- 3) сохранение требуемых механических свойств в диапазоне рабочих температур;
- 4) высокие теплостойкость и износостойкость.

Массу поршней оценивают конструктивной массой, отнесенной к единице площади поршня (см. табл. 25).

Поршни изготавливают путем литья в кокиль или штамповкой. Штампованные поршни (из алюминиевого сплава АЛ4 или АК4) по сравнению с отлитыми при одинаковых показателях прочности имеют меньшие конструктивные массы и являются более долговечными.

Плотность алюминиевых сплавов составляет $(2,6 \div 2,9) \cdot 10^{-3}$ кг/м³, в то же время конструктивная масса поршневой группы с поршнем из алюминиевого сплава меньше, чем из чугуна, только на 30—40%.

Для изготовления поршней применяют эвтектические кремне-алюминиевые сплавы (11—13% Si) и заэвтектические (25—26% Si) с присадками никеля и меди для повышения теплостойкости и улучшения механических свойств при высоких температурах.

Износ поверхностей поршня уменьшается с увеличением содержания Si. Так, например, при использовании заэвтектического сплава с содержанием Si = 17% вместо сплава с содержанием Si = 12% износ первой кольцевой канавки снижается в 1,5 раза. Наибольшие износы возникают по нижним торцовым плоскостям первого компрессионного кольца. В дизелях зазор между поверхностями канавки и кольца увеличивается на 70% за счет износа поршня и на 30% за счет износа кольца.

Для снижения износов поршней и колец рекомендуется применять терморегулируемые биметаллические поршни из высококремнистых заэвтектических сплавов с армированной первой кольцевой канавкой, хромирование торцовых плоскостей колец, охлаждение поршня маслом, так как при высоких температурах снижается твердость поверхности (с *HV* 90—100 до *HV* 50—60 при нагревании до 250° С сплава с содержанием Si = 17%).

Оптимальная микрогеометрия поверхности поршня соответствует 15 мкм.

Коэффициент линейного расширения эвтектических кремнеалюминиевых сплавов в диапазоне температур 20—200° С изменяется в пределах $(20 \div 21) \cdot 10^{-6}$ 1/°С, а заэвтектических сплавов — в пределах $(16 \div 17) \cdot 10^{-6}$ 1/°С. Для чугунных и стальных колец и гильз коэффициенты линейного расширения соответственно равны $11 \cdot 10^{-6}$ и $12,5 \cdot 10^{-6}$ 1/°С.

Повышение долговечности поршней на 30—50% при одновременном снижении расхода масла и шума при работе двигателя достигается применением армированных терморегулируемых конструкций.

Долговечность сопряженных с поршнем деталей при этом также возрастает на 10—15%.

Однако, как правило, долговечность поршней карбюраторных двигателей грузовых автомобилей и дизелей определяется износом первой со стороны камеры сгорания кольцевой канавки и соответствующего компрессионного кольца. При использовании залитых в направляющий пояс вставок для первого компрессионного кольца из низкоуглеродистой стали или нирезистового чугуна (альфин-процесс) долговечность поршня увеличивается в 2—2,5 раза. Для дизелей рекомендуется применять чугунные нирезистовые вставки, а для карбюраторных двигателей — из малоуглеродистой стали. При хромировании торцовых поверхностей кольцевых канавок долговечность поршня также существенно возрастает.

Для повышения долговечности устанавливают поршни из алюминиевых сплавов, направляющую часть которых покрывают слоем железа толщиной 20—30 мкм.

В армированных поршнях из алюминиевого сплава с залитыми стальными поперечными или полукольцевыми пластинами тепловое расширение поршня определяется коэффициентом линейного расширения материала и упругим действием пластин. Диапазон тепловых деформаций поршня при этом уменьшается.

Коэффициент линейного расширения армированного поршня в плоскости действия нормальных сил по направляющему поясу для карбюраторных двигателей с жидкостным охлаждением составляет $(9 \div 13) \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ и для двигателей с воздушным охлаждением $(12 \div 15) \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

Поверхности направляющего пояса поршней для лучшей прирабатываемости покрывают тонким слоем (3 мкм) олова или свинца, что позволяет сократить период обкатки.

Поверхность теплонапряженного днища и жарового пояса у форсированных дизелей покрывают для теплоизоляции пленкой окислов, толщиной до 100 мкм. Глубокое анодное окисление производится в серной кислоте. Пленка прочно соединяется с металлом и обладает повышенными твердостью и износостойкостью.

Шероховатость наружных поверхностей уплотняющего пояса должна соответствовать 5—7-му классу, торцовых поверхностей в кольцевых канавках 8-му классу, а поверхности направляющего пояса 6—8-му классу. Допуск на наружную поверхность составляет 2—10 мкм.

Поршневые кольца изготовляют путем индивидуального или центробежного литья из серого или легированного чугуна с перлитной или сорбитной структурой с равномерно распределенным пластинчатым графитом.

Для повышения долговечности и износостойкости компрессионных колец в условиях работы с граничным трением их рабочие поверхности покрыты слоем пористого хрома. Поверхность гильзы обрабатывают так, чтобы в неровностях поверхности и углублениях пористого хрома кольца удерживалась масляная пленка и создавались микрорезервуары для масла. Таким образом, при граничном трении

обеспечивается несущая поверхность пары кольцо — гильза. В форсированных дизелях поверх слоя хрома наносят также слой молибдена.

Хромирование первого со стороны камеры сгорания кольца повышает примерно в 2 раза его износостойкость, при этом возрастает также износостойкость остальных колец и гильзы. Хромированию подвергают также маслоъемные кольца, на поверхностях контакта которых с гильзой развивается высокое давление.

В форсированных двигателях компрессионные кольца, работающие в условиях повышенных температур и давлений газов, изготавливают из легированных сталей.

Поршневые пальцы, подвергающиеся цементации, изготавливают из сталей 15Х, 15ХА, 12ХНЗА и 18Х2Н4МА. Глубина цементации внешней цилиндрической поверхности пальцев достигает 0,8—1,2 мм при толщине стенки до 5 мм и 1,0—1,7 мм при толщине стенки более 5 мм с последующей закалкой. Для пальцев карбюраторных двигателей применяют сталь 45. Внешнюю цилиндрическую поверхность пальцев закалывают на глубину 1—1,5 мм. Твердость этой поверхности пальца должна быть *HRC* 56—65.

ШАТУННАЯ ГРУППА

§ 1. Конструктивный обзор

Шатуны существующих конструктивных форм рядных двигателей могут быть разделены на три группы:

1) шатуны однорядных и V-образных двигателей с последовательным расположением одинаковых шатунов на одной шейке вала;

2) шатуны с центральным сочленением — вильчатый *II* и внутренний *I* (рис. 270, *a*) V-образных двигателей;

3) главный — *III* и прицепной *IV* шатуны (рис. 270, *б*) V-образных двигателей.

В шатунах однорядных двигателей, а также в вильчатых, внутренних и главных шатунах кривошипные головки соосны шейкам коленчатого вала. Ось пальца прицепного шатуна вынесена в сторону от оси шатунной шейки, поэтому кинематика сочлененного с ним поршня отлична от кинематики поршней центральных шатунов.

Последовательная установка шатунов на одну шейку вала в V-образном двигателе является наиболее простым конструктивным решением, преимущественно распространенным в автотракторных двигателях как обеспечивающим рациональное их производство. Однако при подобном размещении шатунов смещаются оси цилиндров, находящихся в одном отсеке, увеличивается длина двигателя на 11—14% и соответственно его масса и возникают дополнительные моменты, изгибающие шатунную шейку вала.

Конструкция шатуна должна быть такой, чтобы он имел максимальную жесткость при минимальной массе.

Конструкция и форма поршневой головки шатуна определяются размерами поршневого пальца и способом его крепления. Преимущественное распространение в автомобильных двигателях получили плавающие пальцы, вращающиеся во время работы в шатуне и в бобышках поршня (рис. 271, *a*). В случае установки поршней из алюминиевого сплава проворачивание в бобышках возможно только после нагрева поршня до 100—120 °С. Конструкции верхних головок шатунов с заземленными пальцами изображены на рис. 271, *б*.

К преимуществам заземленных пальцев следует отнести:

1) уменьшение диаметра пальца, сокращение опорной поверхности в шатуне и увеличение ее в бобышках поршня;

2) уменьшение возможных перекосов стержня шатуна, возникающих вследствие нарушения параллельности осей пальца и ша-

тунной шейки из-за наличия зазоров в поршневой головке и в подшипнике кривошипной головки шатуна.

В двигателях с плавающими пальцами в поршневые головки запрессовывают с некоторым натягом бронзовые или биметаллические (стальные с заливкой тонкого слоя бронзы) втулки. При нагревании шатуна в первом случае натяг увеличивается вследствие разных коэффициентов линейного расширения бронзы и стали. Радиальная толщина стенки втулки обычно составляет $0,080—0,085$ диаметра пальца.

В конструкциях с плавающими пальцами зазор между пальцем и бронзовой втулкой в зависимости от диаметра d_H пальца колеблется в пределах $\Delta = (0,0004 \div 0,0015)d_H$.

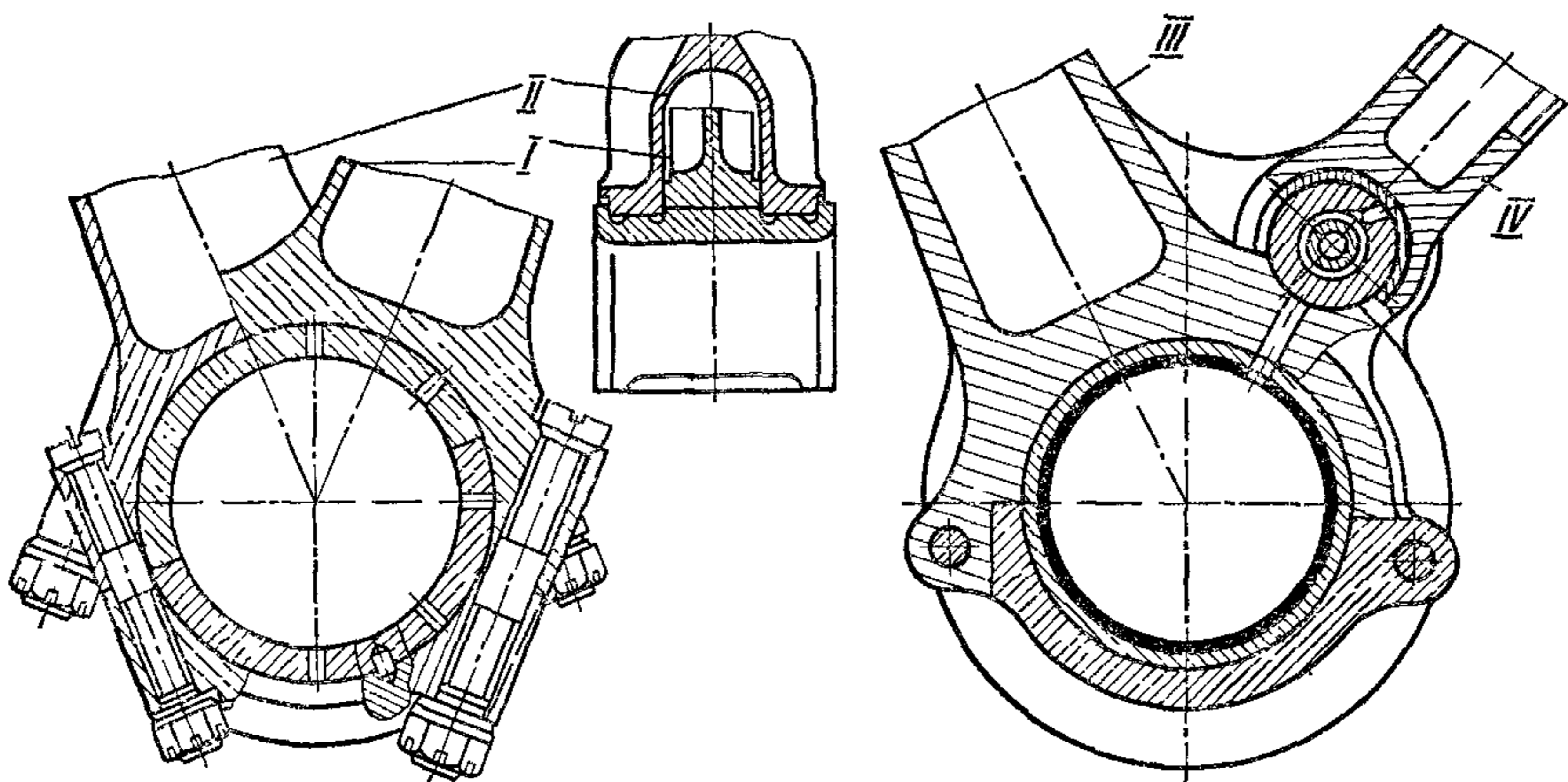


Рис. 270. Шатуны V-образных двигателей

Для облегчения штамповки наружную поверхность поршневой головки шатуна делают с уклонами (см. рис. 271, а). Отношение радиуса наружной окружности к внутренней обработанной резанием головок $R_0/r = 1,2 \div 1,3$ (схема III, рис. 271, а). В необработанных шатунах это отношение изменяется в пределах $1,35—1,45$ (по максимальному радиусу). Длину поршневой головки выбирают из условия допустимого давления на палец или условий его защемления.

Верхняя часть поршневой головки имеет выступ А (схема I—III и V, рис. 271, а и б), служащий для изменения массы комплекта шатуна или положения его центра тяжести.

Для упрочнения поршневой головки путем повышения ее жесткости и уменьшения концентрации напряжений выполняют следующее:

1) увеличивают радиус перехода ρ (схема III, рис. 271, а) от полки стержня шатуна к наружной окружности радиуса R_1 и уменьшают сужение до полного его устранения (схема IV);

2) располагают крайние полки шатуна в плоскости движения, что позволяет устранить консольность поршневой головки в плос-

кости, продольной оси пальца; подобное расположение двутаврового сечения стержня перспективно для применения в литых шатунах;

3) эксцентрично располагают отверстие под палец (см. размер e_1 на рис. 271);

4) применяют трехполочный стержень, что также устраняет консольность поршневой головки и уменьшает изгиб пальца (схема IV).

Переход от внутренней полки к головке в виде арки (схема III) позволяет значительно уменьшить концентрацию напряжений в зоне под поршневой головкой шатуна.

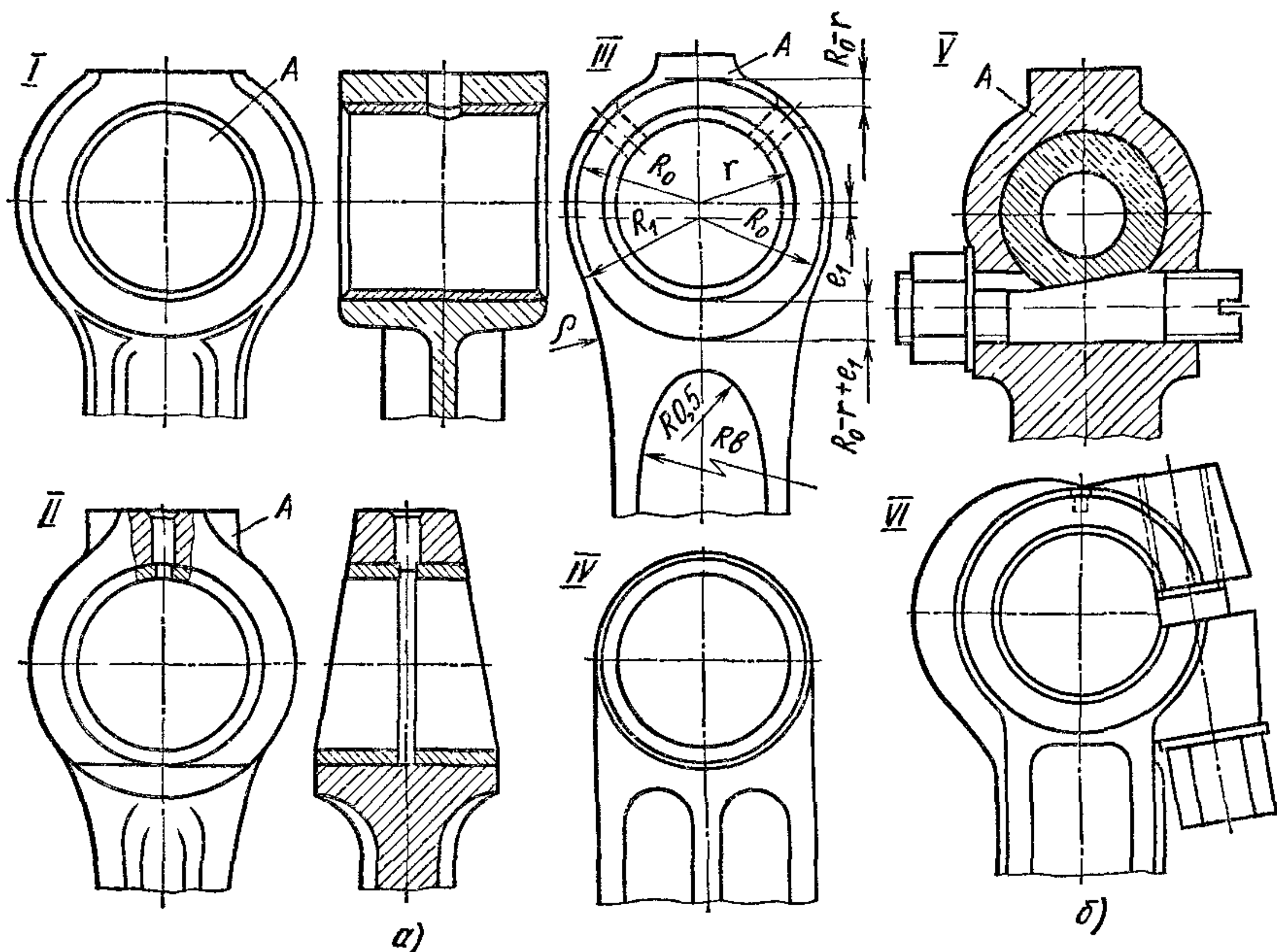


Рис. 271. Поршневые головки шатунов:

I, V и VI — карбюраторные двигатели, II—IV — дизели

Отверстия для смазки поршневого пальца разбрызгиванием следует располагать в верхней части поршневой головки — вне зон концентрации напряжений.

В четырехтактных дизелях силы давления газов, передающиеся через палец на втулку, в несколько раз превышают силы инерции масс поршневой группы. В результате этого палец в зазоре перемещается несимметрично относительно оси втулки, и толщина масляного слоя с обеих сторон пальца по оси действия этих сил будет различна. Для выравнивания толщины масляного слоя уменьшают опорную поверхность верхней части головки, как указано в схеме II.

Стержень шатуна симметричен относительно продольной оси кривошипной головки. Смещение стержня шатуна по отношению к кривошипной головке позволяет при двухролетных валах уменьшить расстояние между осями цилиндров и длину двигателя, но в подоб-

ных конструкциях наблюдается неравномерность износа шатунных шеек и вкладышей по ширине. Длину стержня шатуна выбирают при проектировании в зависимости от высоты двигателя и габаритных размеров картера.

Стержень шатуна изготовляют двутаврового сечения. Шатуны такого сечения хорошо штамуются и имеют большую жесткость при относительно малой массе. В автомобильных двигателях отношение высоты двутаврового сечения к ширине изменяется в преде-

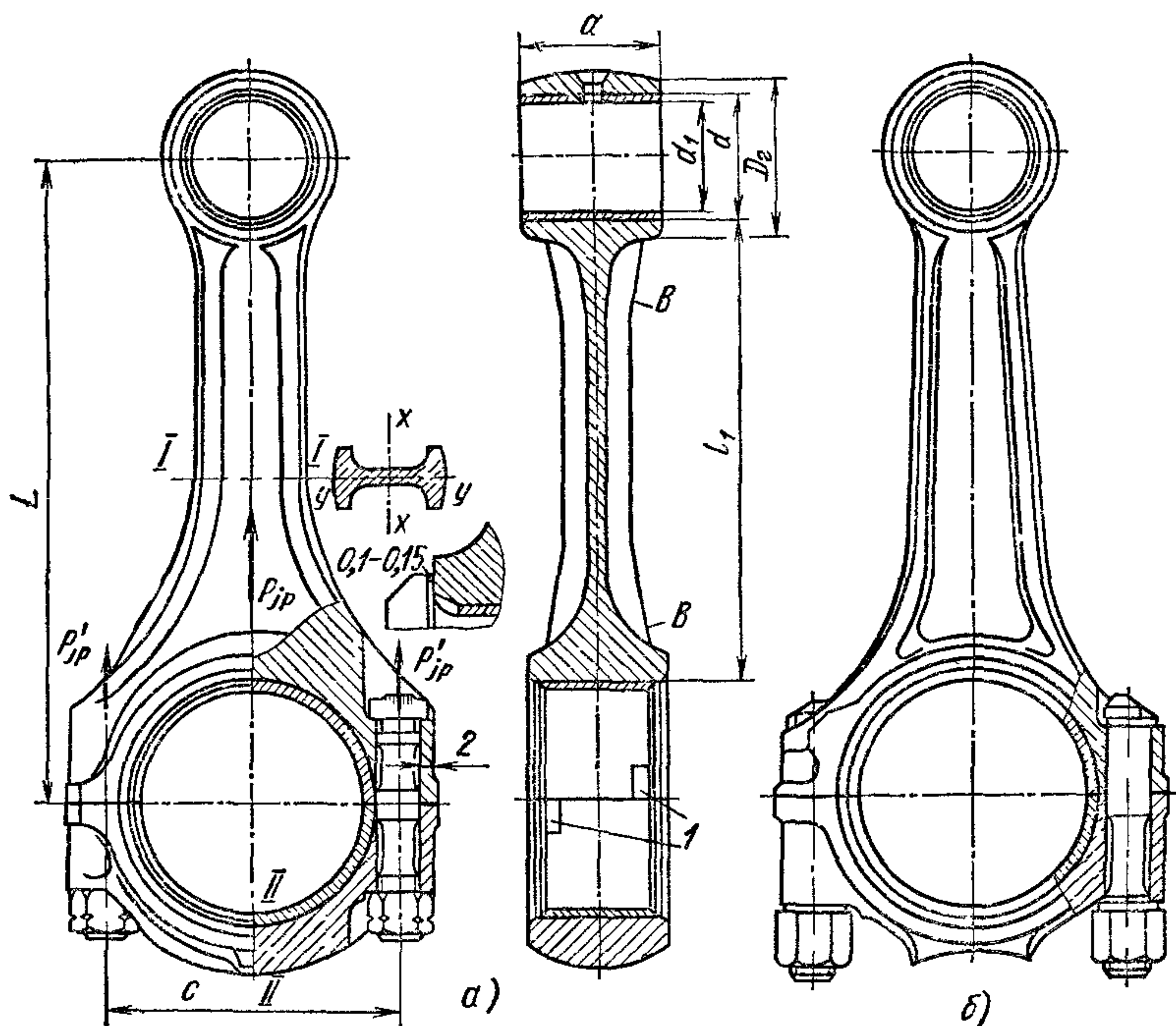


Рис. 272. Конструкции шатунов:
а — дизеля; б — карбюраторного двигателя

лах 1,4—1,8. Ширину наружных полков двутавра по длине шатуна (в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания) делают в некоторых моделях неодинаковой — с расширениями (рис. 272, а) в местах перехода у поршневой и кривошипной головок, что повышает жесткость этих узлов. Ось yy двутаврового сечения кованого шатуна расположена в плоскости качания.

К кривошипной головке шатуна предъявляются следующие требования:

1) высокая жесткость, обуславливающая надежную работу тонкостенных вкладышей;

2) минимальные габаритные размеры, определяющие контуры картера и положение распределительного вала, а также минималь-

ная масса, от величины которой зависят нагрузки шатунных и коренных шеек и их износ;

3) плавность форм, чтобы избежать больших концентраций напряжений, возникающих в местах изменения сечений и переходов;

4) возможность прохождения через цилиндр при демонтаже (непрерывное условие для двигателей с блок-картерами).

Кривошипные головки в многоцилиндровых двигателях выполняют разъемными (рис. 273, а и б). Крышку подтягивают с помощью болтов или шпилек, сила затяжки которых должна обеспечивать плотность стыка при работе двигателя на любом скоростном режиме. Для уменьшения габаритных размеров и массы кривошипной головки шатунные болты стремятся приблизить к оси шейки.

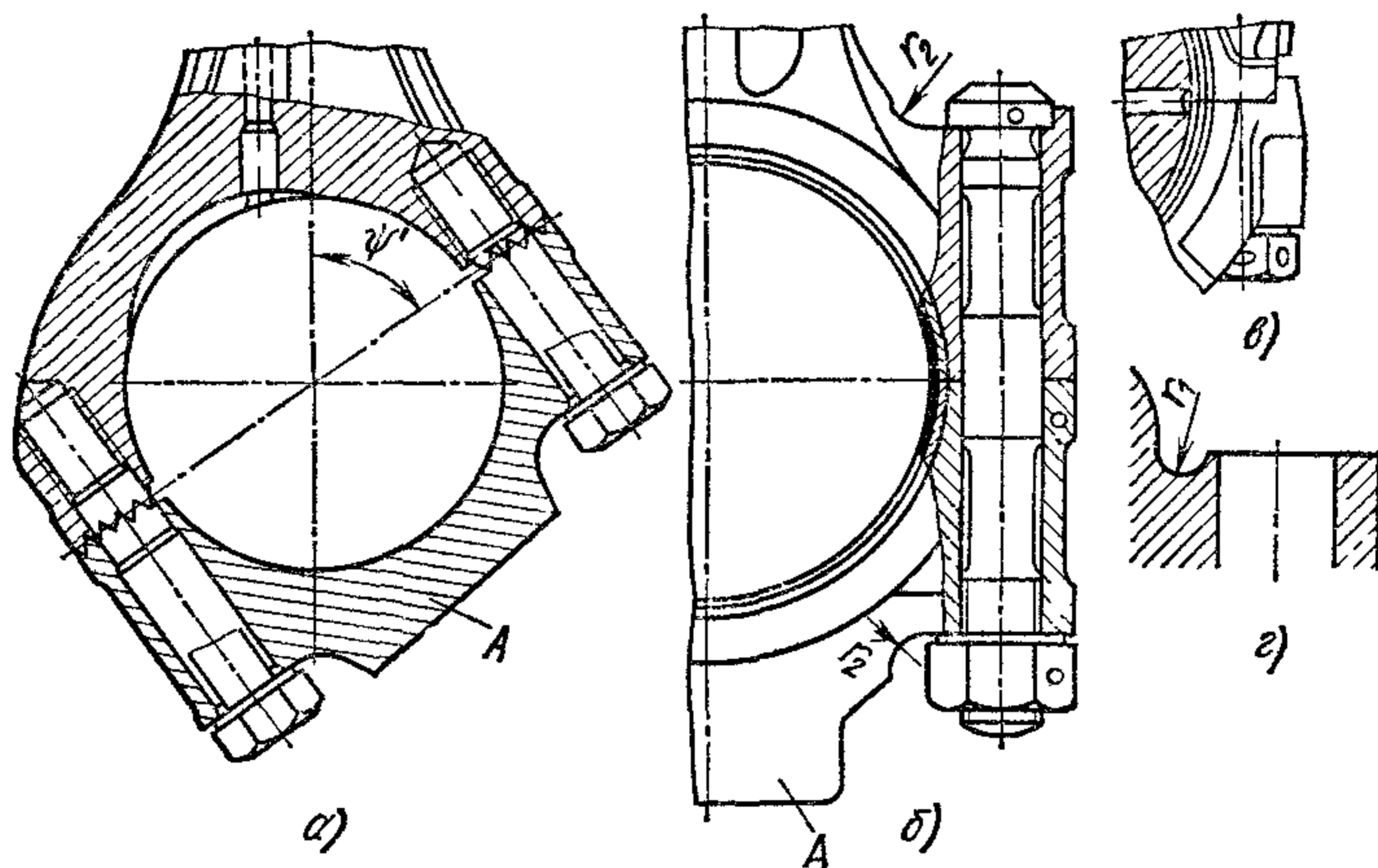


Рис. 273. Кривошипные головки шатунов дизелей:

а — с косым разъемом; б и в — с прямым разъемом; г — с подрезом в зоне перехода

В случае развитых шатунных шеек с относительным размером $d_{ш.ш}/D = 0,66 \div 0,68$ и более при непрерывном условии демонтажа поршня с шатуном через цилиндр кривошипные головки изготавливают с косым разъемом (рис. 273, а), под углом ψ' , равным 30, 45 и 60° к продольной оси стержня шатуна. При косом разьеме сила инерции, действующая на болты, уменьшается.

Крышки кривошипных головок фиксируют от смещений в поперечном направлении призонными болтами (рис. 272, а и б и 273, б), выступами (рис. 273, в) в крышке или теле шатуна или треугольными шлицами (рис. 273, а). При первом виде фиксации возникают поперечные нагрузки в шатунных болтах. В случае недостаточной жесткости кривошипной головки эти нагрузки могут вызвать в болтах значительные напряжения изгиба и усталостные разрушения. Крышка может быть прикреплена к шатуну болтами или шпильками, ввертываемыми в тело верхней половины кривошипной головки.

Для уменьшения концентрации напряжений переходы к опорным плоскостям головки и гайки болтов делают большого радиуса r_2

(рис. 273, б) или с подрезами по радиусу r_1 (рис. 273, в). Для подгонки крышек шатунов по массе служат приливы А (рис. 273, а и б).

Верхние и нижние половины шатунных вкладышей четырехтактных двигателей работают в различных условиях. Верхнюю половину вкладыша нагружают в основном силы давления газов, которые передаются в течение сравнительно короткого отрезка времени рабочего цикла (в конце сжатия и в начале расширения). Нижнюю половину вкладыша нагружают силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс шатуна, действующие на вкладыши в течение значительно большего времени — около 75% времени рабочего цикла.

Практически все шатуны имеют тонкостенные вкладыши (см. рис. 272 и рис. 273, б), верхняя и нижняя половины которых взаимозаменяемы. Тонкостенные вкладыши устанавливаются в кривошипную головку с натягом. Для обеспечения натяга высота вкладыша должна быть больше радиуса постели. Толщина стенок вкладыша в существующих двигателях изменяется в пределах примерно $(0,03 \div 0,05)d_{ш.ш}$, толщина слоя заливки 0,2—0,5 мм.

Диаметральные зазоры в шатунных подшипниках $\Delta_{ш.ш} = (0,0005 \div 0,001) d_{ш.ш}$ мм. Минимальный относительный зазор в подшипнике ограничивается его пропускной способностью масла и составляет 0,0005 мм. Осевой зазор (возможное перемещение кривошипной головки вдоль шатунной шейки вала) не превышает 0,10—0,15 мм. Большие осевые зазоры могут привести к «центробежной откачке» масла из подшипника и к падению давления в масляном слое. От проворачивания и осевых перемещений тонкостенные вкладыши фиксируют усики 1 (рис. 272, а), выдавленные у стыков и упирающиеся в соответствующие канавки, которые выфрезерованы в шатуне и крышке.

Долговечность подшипника во многом зависит от места подвода смазки. Антифрикционный слой может разрушиться под действием максимальных давлений в результате усталостного выкрашивания, а также из-за кавитации, возникающей при поступлении масла в подшипник. Вкладыши из свинцовистой бронзы подвержены также коррозионным разрушениям.

Вкладыши шатуна устанавливают с натягом, величина которого определяется толщиной вкладыша и диаметром шейки. Величина натяга для автотракторных двигателей колеблется в пределах 0,04—0,08 мм. При затяжке болтов в стенках вкладыша возникают предварительные касательные напряжения, достигающие 120—150 МН/м² при натяге 0,08 мм. Меньшее напряжение относится к толщине вкладыша 4,5 мм и большее — к 2 мм. При натяге 0,06 мм напряжения соответственно равны 80 и 110 МН/мм². Для предупреждения возникновения вибраций вкладыша предварительное напряжение должно быть не более 100 МН/м².

Шатунные болты подвергаются однозначным переменным нагрузкам. Основной нагрузкой является сила инерции поступательно движущихся частей и центробежная сила массы вращающейся части шатуна за вычетом массы крышки.

При малой жесткости кривошипной головки опорные поверхности головки и гайки болта перекашиваются — становятся непараллельными, в результате чего болт начинает изгибаться и в нем возникают дополнительные изгибные напряжения, не учитываемые расчетом. При проектировании шатуна в первую очередь стремятся уменьшить возможность возникновения изгибных напряжений в болтах путем повышения жесткости бобышек кривошипной головки, уменьшения кольцевых опорных площадей головки и гайки болта, а также применения сферических самоустанавливающихся опорных поверхностей головки и гайки.

Диаметр стержня болта должен быть меньше внутреннего диаметра резьбы (рис. 274). На практике площадь поперечного сечения болта принимается равной 80% площади поперечного сечения резьбы по внутреннему диаметру. Длина стержня болта с уменьшенным диаметром должна быть возможно большей (рис. 274, б и в). Упругий длинный стержень подвергается изгибу в большей степени; при этом разгружается резьбовая часть болта. Кроме того, с уменьшением жесткости болта одновременно понижается переменная составляющая нагрузки — амплитуда (см. рис. 253) и возрастает усталостная прочность болта.

Для предохранения болтов от проворачивания делают подрезы головки болта (рис. 274, б), несимметричных головок (рис. 274, а) или фиксирующего выступа, расположенного с наружной стороны головки во избежание концентрации напряжений вблизи стержня.

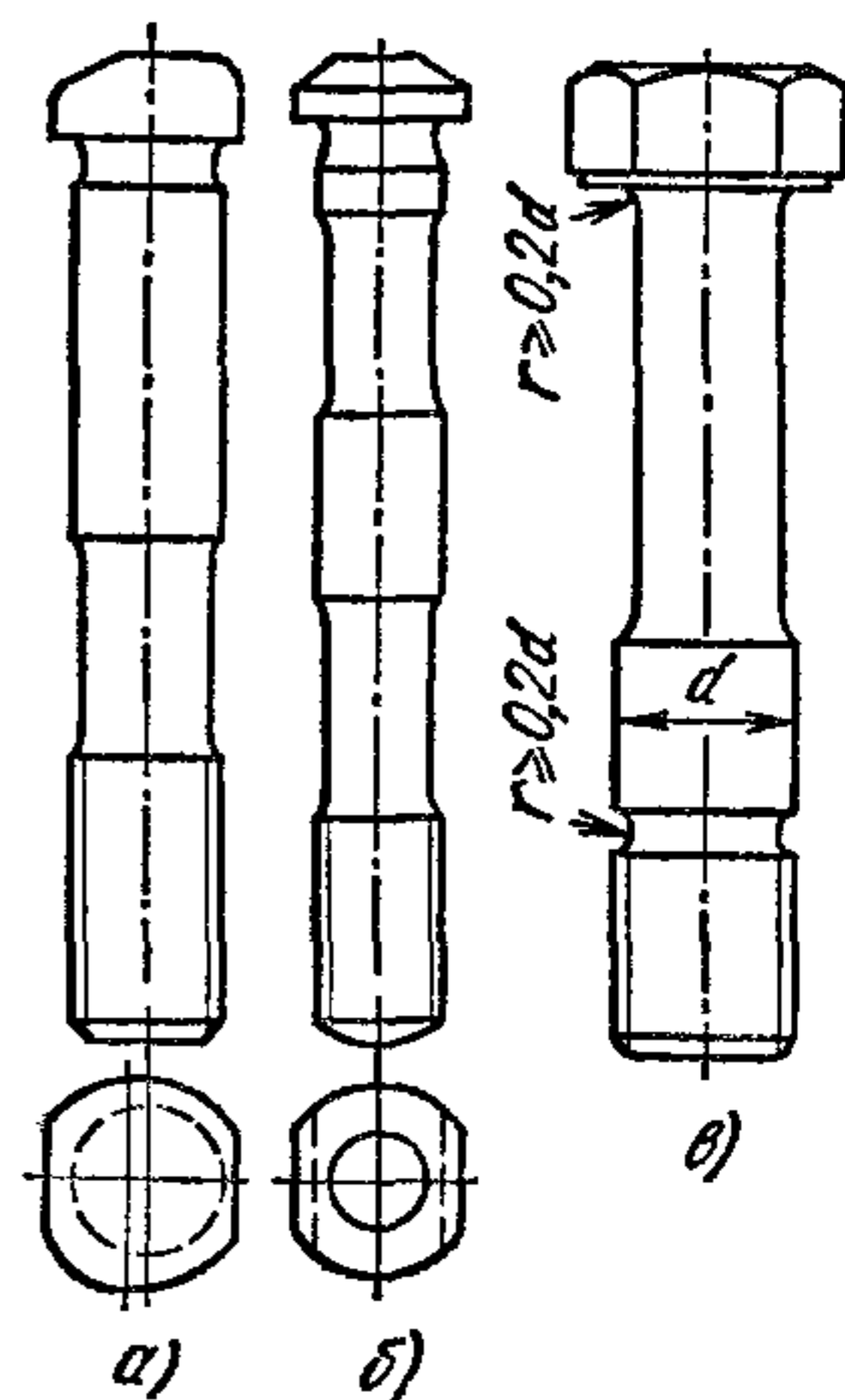


Рис. 274. Конструкции шатунных болтов

§ 2. Расчет элементов шатуна на прочность

Различные элементы шатуна работают в условиях знакопеременных и переменных напряжений, изменяющихся в широких пределах.

Амплитуды циклов напряжений достигают высоких значений, особенно во время работы при большой частоте вращения и с наддувом, когда максимальное давление сгорания возрастает примерно до 12,5 МН/м². В некоторых случаях максимальные напряжения приближаются к пределу текучести.

Расчет шатуна сводится к определению напряжений, деформаций и запасов прочности в поршневой головке, стержне, кривошипной головке и в стяжных болтах.

Поршневая головка шатуна во время процессов впуска и выпуска, подвергается разрыву силами инерции $P_{ин}$ поршневой группы, достигающими максимального значения при положении поршня в в. м. т. и сжатию от силы давления газов P_2 за вычетом силы инерции $P_{ин}$.

Напряжения в стенках поршневой головки от сил инерции подсчитывают на режиме максимальной частоты вращения $n_{\text{х макс}}$, устанавливаемой регулятором. В случае определения напряжений от сжимающих сил и запасов прочности расчет должен проводиться для режима, при котором размах цикла изменений напряжений максимален.

Расчетная разрывающая сила инерции при положении поршня в в. м. т.

$$P_{j\text{п}} = -m_{\text{п}}\omega^2 R (1 + \lambda),$$

а сила сжатия

$$P_{\text{сж}} = P_z + P_{j\text{п}} = p_z F_{\text{п}} - m_{\text{п}}\omega^2 R (1 + \lambda).$$

При этом обычно пренебрегают некоторым смещением максимальных значений силы $P_{\text{сж}}$ по отношению к в. м. т. в пределах $15-20^\circ$ угла поворота кривошипа (давление газов максимально после в. м. т.).

Кроме напряжений, вызываемых разрывающими и сжимающими силами, в поршневой головке шатуна возникают предварительные напряжения от запрессовки в нее с некоторым натягом Δ бронзовой втулки и от последующего увеличения натяга на величину Δ_t вследствие разных коэффициентов линейного расширения материалов головки и втулки при нагреве шатуна во время работы на $100-120^\circ\text{C}$.

При подсчете напряжений, возникающих от запрессовки втулки и температурного натяга, последний находят по формуле

$$\Delta_t = dt (\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{с}}),$$

где d — внутренний диаметр головки или наружный диаметр бронзовой втулки; t — температура подогрева шатуна и втулки; $\alpha_{\text{в}}$ — термический коэффициент расширения материала втулки; для бронзы $\alpha_{\text{в}} \approx 1,8 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$; $\alpha_{\text{с}}$ — термический коэффициент расширения материала головки шатуна; для стали $\alpha_{\text{с}} \approx 1,0 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$.

Натяг Δ , возникающий при запрессовке втулки, принимают при расчете наибольшим согласно применяемой посадке.

От суммарного натяга $\Delta + \Delta_t$ на поверхности соприкосновения бронзовой втулки с поршневой головкой возникает давление, которое, исходя из его постоянства по всей цилиндрической поверхности, определяют по формуле

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left\{ \frac{(D_{\text{г}}^2 + d^2)/(D_{\text{г}}^2 - d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu}{E_{\text{в}}} \right\}},$$

где $D_{\text{г}}$ — внешний диаметр головки (см. рис. 272); d_1 — внутренний диаметр втулки; μ — коэффициент Пуассона; $\mu = 0,3$; $E_{\text{ш}}$ — модуль упругости материала шатуна; $E_{\text{ш}} = 22 \cdot 10^4 \text{ МН/м}^2$; $E_{\text{в}}$ — модуль упругости материала втулки; $E_{\text{в}} = 11,5 \cdot 10^4 \text{ МН/м}^2$.

Зная давление p втулки на поршневую головку, по формулам Ляме можно подсчитать напряжения, возникающие на внешней и внутренней поверхностях поршневой головки.

Напряжение на внешней поверхности головки

$$\sigma'_a = 2pd^2/(D_{\text{г}}^2 - d^2),$$

напряжение на внутренней поверхности

$$\sigma'_i = p (D_r^2 + d^2) / (D_r^2 - d^2).$$

Напряжения σ'_a и σ'_i могут достигать 100—150 МН/м².

Для определения напряжений в поршневой головке шатуна от разрывающих сил инерции поршневой группы необходимо установить закон распределения давлений, передаваемых пальцем на втулку и головку. Распределение давлений зависит от жесткости головки и пальца, зазора между пальцем и втулкой.

Радиальное давление p' на поршневую головку принимают равномерно распределенным по полуокружности

$$p' = P_{\text{пл}} / 2r_{\text{ср}},$$

где $r_{\text{ср}}$ — средний радиус поршневой головки; $r_{\text{ср}} = (D_r + d) / 4$.

В этом случае достигается наилучшее совпадение расчетных напряжений с опытными, полученными тензометрированием шатунов во время испытаний при статических нагрузках.

Напряжения подсчитывают по уравнениям кривого бруса малой кривизны. Расчетная схема изображена на рис. 275, а. Принимают, что криволинейная балка закреплена в местах перехода проушины в стержень, т. е. в местах сопряжения наружной поверхности головки шатуна и поверхности перехода радиусом ρ . При этом условно предполагают, что нижняя часть поршневой головки шатуна, опирающаяся на стержень большой жесткости, не деформируется. Головку рассекают по продольной оси симметрии шатуна. Действие правой части головки заменяют изгибающим моментом M_0 и нормальной силой N_0 , которые определяют в предположении, что вертикальное сечение $I—I$ в горизонтальном направлении не перемещается вследствие действия симметричной нагрузки.

Изгибающие моменты M_1 и нормальные силы N_1 для сечения $II—II$ головки, расположенного под углом φ' к вертикальной плоскости на участке 1 от $\varphi' = 0^\circ$ до $\varphi' = 90^\circ$, могут быть определены по уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M_0 + N_0 r_{\text{ср}} (1 - \cos \varphi') - 0,5 P_{\text{пл}} r_{\text{ср}} (1 - \cos \varphi'); \\ N_1 &= N_0 \cos \varphi' + 0,5 P_{\text{пл}} (1 - \cos \varphi'). \end{aligned} \right\} \quad (277)$$

Соответственно для участка 2 от $\varphi' = 90^\circ$ до угла заделки φ'_3

$$\left. \begin{aligned} M_2 &= M_0 + N_0 r_{\text{ср}} (1 - \cos \varphi') - 0,5 P_{\text{пл}} r_{\text{ср}} (\sin \varphi' - \cos \varphi'); \\ N_2 &= N_0 \cos \varphi' + 0,5 P_{\text{пл}} (\sin \varphi' - \cos \varphi'). \end{aligned} \right\} \quad (278)$$

Момент M_0 и нормальную силу N_0 в сечении, для которого $\varphi' = 0$, находят из эмпирических выражений

$$\begin{aligned} M_0 &= P_{\text{пл}} r_{\text{ср}} (0,00033 \varphi'_3 - 0,0297); \\ N_0 &= P_{\text{пл}} (0,572 - 0,0008 \varphi'_3). \end{aligned}$$

Угол заделки φ'_3 подставляют в два последних выражения в градусах.

После нахождения момента M_0 и нормальной силы N_0 для данного сечения головки подсчитывают напряжения:

в наружном волокне

$$\sigma_{aj} = \left[2M \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + KN \right] \frac{1}{ah}; \quad (279)$$

во внутреннем волокне

$$\sigma_{ij} = \left\{ -2M \frac{6r_{cp} - h}{h(2r_{cp} - h)} + KN \right\} \frac{1}{ah}, \quad (280)$$

где M и N — соответственно момент и нормальная сила, определяемые по формулам (277) или (278); a — длина поршневой головки

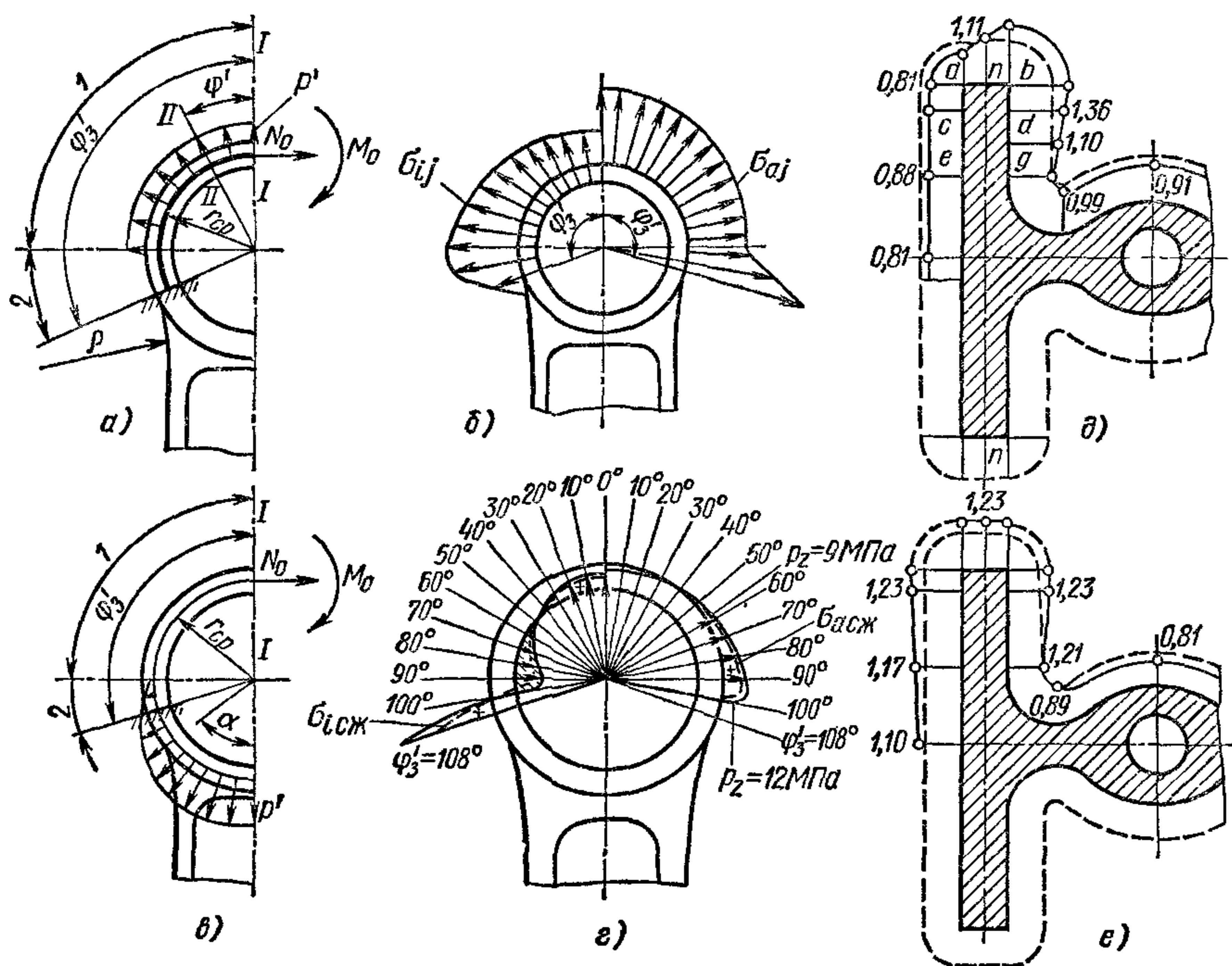


Рис. 275. Распределение нагрузок в поршневой головке, эпюры напряжений во внешнем и внутреннем волокнах, эпюры напряжений в стержне под поршневой головкой:

a — схема нагрузки при растяжении; b — эпюры напряжений при растяжении; c — схема нагрузки при сжатии, d — эпюры напряжений при сжатии; e — эпюры напряжений при растяжении

(см. рис. 275); h — толщина стенки головки; $h = (D_r - d)/2$; K — коэффициент, учитывающий наличие запрессованной с натягом бронзовой втулки.

Считают, что при условии натяга втулка и головка деформируются совместно и часть нормальной силы, пропорциональная величине $(1 - K)$, воспринимается непосредственно втулкой.

Коэффициент K определяют из соотношения жесткостей на растяжение головки и втулки, т. е.

$$K = E_{\text{ш}}F_{\Gamma} / (E_{\text{ш}}F_{\Gamma} + E_{\text{в}}F_{\text{в}}),$$

где $F_{\text{в}}$ и F_{Γ} — площади сечений стенок втулки и головки.

Отношение жесткостей втулки и головки при изгибе относительно мало, и поэтому при расчете не учитывается.

Максимальные напряжения на внешнем волокне $\sigma_{\text{в}}$ возникают в местах заделки при φ'_3 (рис. 275, б), как это видно из эпюр напряжений; абсолютные значения напряжений $\sigma_{\text{в}}$ возрастают с увеличением угла заделки φ'_3 .

Для понижения напряжений во внешнем волокне можно рекомендовать два способа: уменьшение угла заделки (до $\varphi'_3 = 90^\circ$) и увеличение радиуса ρ дуги сопряжения. Напряжения во внутреннем волокне $\sigma_{\text{в}}$ достигают максимальных значений при угле $\varphi'_3 = 90^\circ$.

Исследование напряжений, вызываемых сжимающей силой, позволило установить, что наилучшее совпадение экспериментальных данных с расчетными получается при косинусоидальном распределении нагрузки на нижнюю часть головки шатуна, $p' = \frac{2P_{\text{сж}} \cos \alpha'}{\pi r_{\text{ср}}}$, как это показано на рис. 275, в. Характер распределения нагрузки и в этом случае зависит от жесткостей проушины и пальца, а также от зазора в сочленении. Расчетная схема остается той же, что и при расчете от разрывающих сил.

Изгибающие моменты и нормальные силы для любого сечения на участке 1 определяются по уравнениям

$$\begin{aligned} M_1 &= M_0 + N_0 r_{\text{ср}} (1 - \cos \varphi'); \\ N_1 &= N_0 \cos \varphi'. \end{aligned}$$

Соответственно для участка 2

$$\begin{aligned} M_2 &= M_0 + N_0 r_{\text{ср}} (1 - \cos \varphi') - P_{\text{сж}} r_{\text{ср}} \left(\frac{\sin \varphi'}{2} - \frac{\varphi'}{\pi} \sin \varphi' - \frac{1}{\pi} \cos \varphi' \right); \\ N_2 &= N_0 \cos \varphi' + P_{\text{сж}} \left(\frac{\sin \varphi'}{2} - \frac{\varphi'}{\pi} \sin \varphi' - \frac{1}{\pi} \cos \varphi' \right). \end{aligned} \quad (281)$$

В уравнениях (281) угол φ' в отношении φ'/π подставляют в радианах. Значение момента M_0 и нормальной силы N_0 находят из табл. 38 для известных угла заделки φ'_3 и относительных величин $N_0/P_{\text{сж}}$ и $M_0/(P_{\text{сж}}r_{\text{ср}})$.

38. Относительные значения момента M_0 и нормальной силы N_0 при различных углах заделки

Параметры	Угол заделки $\varphi'_3, ^\circ$						
	100	105	110	115	120	125	130
$N_0/P_{\text{сж}}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$M_0/(P_{\text{сж}}r_{\text{ср}})$	0	0,0001	0,00025	0,0006	0,0011	0,0018	0,0030

Для облегчения расчетов в табл. 39 приведены значения зависимостей $\sin \varphi' - \cos \varphi'$ и $f(\varphi') = \sin \varphi'/2 - (\varphi'/\pi) \sin \varphi' - 1/\pi \cos \varphi'$ для распространенных в практике значений угла φ'_3 .

39. Значения тригонометрических зависимостей для вычисления M_0 и N_0 при расчете поршневой головки шатуна

$\varphi'_3, ^\circ$	$\sin \varphi' - \cos \varphi'$	$f(\varphi')$	$\varphi'_3, ^\circ$	$\sin \varphi' - \cos \varphi'$	$f(\varphi')$
90	1,000	0	112	1,302	0,00600
95	1,084	0,00020	114	1,320	0,00785
100	1,159	0,00110	116	1,337	0,00990
102	1,186	0,00113	118	1,352	0,01228
104	1,212	0,00170	120	1,366	0,01300
106	1,237	0,00246	125	1,393	0,02350
108	1,261	0,00300	130	1,409	0,04000
110	1,282	0,00470			

Напряжения во внешнем σ_{ac} и внутреннем σ_{ic} волокнах поршневой головки подсчитывают по уравнениям (279) и (280) с учетом совместной деформации втулки и головки.

Наибольшие напряжения от сжимающих сил возникают в местах перехода головки в стержень шатуна, т. е. при угле заделки φ'_3 (рис. 275, з) во внешнем волокне — напряжения сжатия и во внутреннем — напряжения растяжения.

Напряжения в поршневой головке изменяются по асимметричному циклу. Минимальный запас прочности получается в наружных волокнах в местах перехода головки в стержень шатуна при φ'_3 . Угол заделки колеблется в небольших пределах. Для большинства шатунов он составляет $120-125^\circ$.

Максимальное и минимальное напряжения цикла определяют по следующим формулам:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj}, \quad \sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{ac}.$$

Запас прочности подсчитывают по уравнениям (267) или (269) после нахождения амплитудного и среднего напряжений цикла.

Запасы прочности поршневых головок колеблются в пределах 2,5—5,0. Высокие запасы прочности гарантируют надежную работу двигателя даже при заедании поршня, когда практически невозможно определить действительную величину разрушающего усилия.

Стержень шатуна работает в условиях знакопеременных нагрузок по асимметричному циклу — разрывается силами инерции поступательно движущихся масс, расположенных над расчетным сечением, и сжимается в момент сгорания силой, равной разности силы давления газов и силы инерции. Размах цикла напряжений не зависит от абсолютных величин сил инерции и достигает наибольшего значения при максимальном давлении сгорания.

Напряженное состояние стержня шатуна следует оценивать как по абсолютным значениям напряжений, так и по запасам прочности.

Сила, сжимающая стержень шатуна,

$$P_{\text{сж}} = p_z F_{\text{п}} + P_j,$$

где P_j — сила инерции в в. м. т. поступательно движущихся масс, включая массу шатуна, расположенную над расчетным сечением; $F_{\text{п}}$ — площадь поршня.

Растяжение стержня шатуна силой инерции P_j происходит во время впуска и выпуска в в. м. т., когда сила давления газов невелика.

Разрывающая сила при положении поршня в в. м. т.

$$P_j = - (m_{\text{п}} + m_{\text{шпр}}) \omega^2 R (1 + \lambda),$$

где $m_{\text{шпр}}$ — часть массы шатуна, расположенная над расчетным сечением.

Стержень шатуна рассчитывают по минимальному сечению, расположенному под поршневой головкой в зоне максимальной концентрации напряжений. Напряжения от растяжения и сжатия

$$\sigma_{\text{р}} = P_j / f_{\text{мин}} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{сж}} = P_{\text{сж}} / f_{\text{мин}}.$$

Динамическое тензометрирование шатунов непосредственно на работающем дизеле позволило установить характер распределения напряжений в различных поперечных сечениях стержня и дать количественную оценку напряжениям.

Напряжения в различных точках поперечного сечения неодинаковы. Наибольшие отклонения действительных напряжений от их среднего расчетного значения возникают в сечениях, расположенных непосредственно под поршневой головкой, как это видно из эюр распределения напряжений сжатия (рис. 275, *д*) и растяжения (рис. 275, *е*).

Неравномерность напряжений оценивается отношением измеренного полного напряжения к расчетному среднему напряжению по сечению — коэффициентами неравномерности m' при сжатии и m'' при растяжении. Как видно из рис. 275, *д* большая неравномерность напряжений при сжатии наблюдается по ширине (в точках *b*, *d*, *g*) и толщине (в точках *a* — *b*) наружной полки двутаврового сечения. Так, например, на внутренней поверхности полки в точке *d* напряжения на 36% выше расчетных, а на наружной поверхности в точке *c* на 17% ниже расчетных. Различное значение отклонений напряжений вызывается изгибом полок относительно оси *n—n* (рис. 275, *д*).

Изгиб полок в непосредственной близости от поршневой головки возникает в результате неравномерного распределения давлений по дуге нижней половины поршневой головки, а также по ее длине со стороны поршневого пальца при его изгибе. По мере удаления от поршневой головки неравномерность распределения напряжений уменьшается, и в среднем сечении стержня во всех точках напряжения приближаются к расчетным.

Исходя из полученных экспериментальных данных можно предложить расчет стержня шатуна по минимальному сечению на сжатие-

растяжение с учетом возникновения возможной неравномерности распределения напряжений по сечению. Напряжение от растяжения

$$\sigma_p = -m'' P_j / f_{\min},$$

от сжатия

$$\sigma_{сж} = m' P_{сж} / f_{\min}.$$

Коэффициенты неравномерности распределения напряжений в сечении непосредственно под поршневой головкой могут быть приняты

в среднем следующими: $m' = 1,3$ и $m'' = 1,2$. Коэффициенты неравномерности были получены при тензометрировании шатуна дизеля с высокой жесткостью поршневой головки. При меньшей жесткости, что характерно обычно для шатунов карбюраторных двигателей, коэффициенты неравномерности m' и m'' могут достигать больших значений.

Кроме напряжений от сжатия и растяжения в стержне шатуна возникают дополнительные напряжения изгиба, вызываемые внецентровым приложением сил в плоскости, нормальной к плоскости качания (см. рис. 276, а). Как показывают результаты тензометрирования, эти напряжения достигают 20—30% напряжений сжатия. Эксцентричное приложение нагрузки, когда продольные оси поршня и стержня шатуна не совпадают, объясняется осевым перемещением коленчатого вала относительно упорного подшипника. Это перемещение в многоцилиндровых двигателях вследствие различных коэффициентов ли-

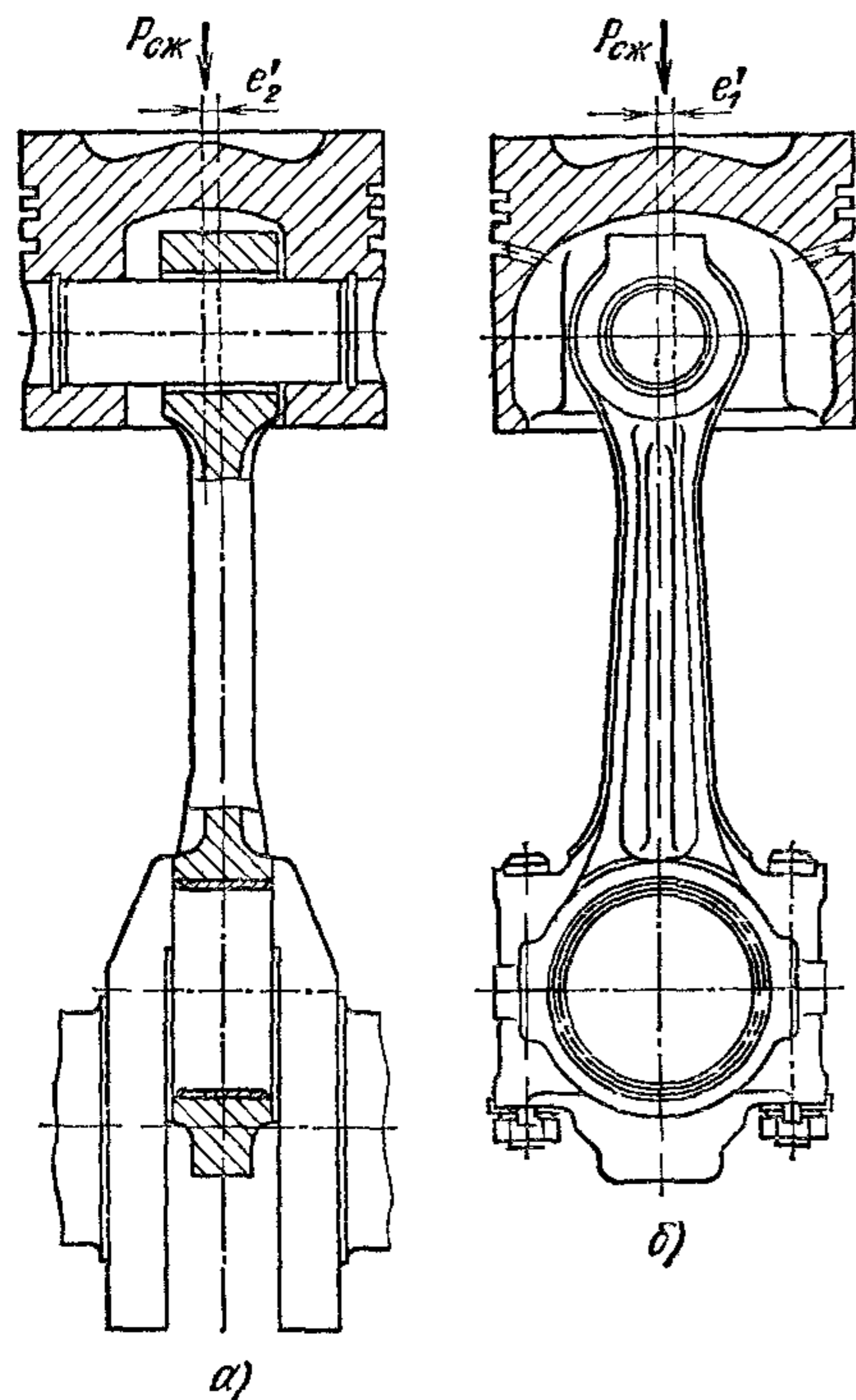


Рис. 276. Внеосевая передача сил шатуну:

а—в плоскости качания; б—в плоскости перпендикулярной плоскости качания

нейного расширения материалов блок-картера и вала, разности их температур, наличия осевых зазоров, а также допусков, принятых при изготовлении и сборке, достигает величины $e'_2 = (0,01—0,02) D$ (рис. 276, а).

В плоскости качания шатуна оси поршня и стержня также могут не совпадать в случае смещения оси пальца в сторону наиболее нагруженной боковой поверхности поршня на величину $e'_1 = (0,014 \div 0,025) D$, как это имеет место во многих современных конструкциях (рис. 276, б).

Суммарные нормальные напряжения от сжатия с учетом коэффициентов неравномерности распределения напряжений и изгиба от

приложения силы $P_{сж}$ вне геометрического центра в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания,

$$\sigma_{сж.и} = m' (P_{сж}/f_{\min}) + (0,2 \div 0,3) (P_{сж}/f_{\min}).$$

Аналогичное наблюдается и при растяжении шатуна. Напряжение растяжения-изгиба

$$\sigma_{р и} = m'' (P_{,}/f_{\min}) + (0,2 \div 0,3) (P_{,}/f_{\min}).$$

Максимальные напряжения, подсчитанные с учетом концентрации напряжений в зоне поршневой головки и изгиба стержня по приведенным выше уравнениям, достигают для дизелей 230—320 МН/м² и для бензиновых двигателей 180—250 МН/м².

Амплитуды и средние напряжения цикла:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{сж и} - \sigma_r}{2} \quad \text{и} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{сж и} + \sigma_r}{2}.$$

При определении величин σ_a и σ_m напряжения σ_r следует подставлять со знаком минус.

После этого определяют запасы прочности стержня шатуна по уравнениям (267) или (269) с учетом технологического фактора ϵ'' .

Запасы прочности для стержня вновь проектируемых автомобильных двигателей рекомендуется выбирать не ниже 2,0—2,5, чтобы в случае возможного заедания поршня при перегреве двигателя не произошло обрыва шатуна.

Напряжения изгиба, вызываемые касательными силами инерции стержня, как показали испытания, не превышают 6% напряжения сжатия. Вследствие малых значений этих напряжений, а также сдвига по фазе с напряжениями сжатия их можно не принимать во внимание.

Крышка шатуна нагружается в в. м. т. в начале такта впуска силами инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки шатуна

$$P_{,р} = - [(m_{п} + m_{ш и}) \omega_{х.х \max}^2 R (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр}) \omega_{х.х \max}^2 R],$$

где $m_{кр}$ — масса крышки; $\omega_{х.х \max}$ — угловая скорость коленчатого вала при максимальной частоте вращения холостого хода двигателя.

При расчете крышки предполагается:

1) совместная деформация вкладышей, устанавливаемых в кривошипной головке с натягом, и головки; при этом изгибающие моменты между вкладышем и крышкой распределяются пропорционально моментам инерции в их поперечных сечениях;

2) наличие плотного стыка; причем верхнюю часть кривошипной головки рассматривают как одно целое с крышкой.

За расчетное сечение крышки принимают ее среднее сечение II—II (см. рис. 272, а), а за радиус кривизны балки — половину расстояния между осями болтов, т. е. $C/2$.

Конечная приближенная расчетная формула имеет следующий вид:

$$\sigma = P_{\text{пр}} \left[\frac{0,023C}{\left(1 + \frac{J_{\text{в}}}{J_{\text{кр}}}\right) W} + \frac{0,4}{F_{\text{кр}} + F_{\text{в}}} \right],$$

где $J_{\text{кр}}$ и $J_{\text{в}}$ — моменты инерции сечений крышки и вкладыша; $F_{\text{кр}}$ и $F_{\text{в}}$ — площади поперечных сечений крышки и вкладыша; W — момент сопротивления изгибу в расчетном сечении II—II крышки.

Статистика расчетных данных показывает, что напряжения находятся в пределах 100—150 МН/м². Под действием сил инерции во время работы двигателя с высокой частотой вращения происходит оваллизация отверстия в кривошипной головке под вкладыш, вследствие чего может нарушаться масляная пленка в подшипнике.

Разрыв шатунных болтов происходит вследствие:

- 1) недостаточной силы затяжки болтов, что сопровождается раскрытием стыка и образованием на его поверхности наклепа;
- 2) чрезмерной затяжки болтов, сопровождающейся текучестью материала с дальнейшим ослаблением затяжки.

Разрушение болтов может носить также чисто усталостный характер от дополнительных напряжений изгиба, вызываемых недостаточной жесткостью кривошипной головки и непараллельностью опорных поверхностей головки болта и гайки. Величина этих напряжений не может быть учтена расчетным путем. По опытным данным, напряжения изгиба могут составить 25—30% напряжений растяжения, возникающих при затяжке. Для снижения напряжений изгиба уменьшают диаметры головки болта и гайки и применяют сферические опоры.

Кроме силы предварительной затяжки $P_{\text{пр}}$ болт во время работы двигателя в в. м. т. нагружается силой инерции $P_{\text{пр}}$, подсчитываемой по формуле (см. стр. 453). Схема нагрузки его дана на рис. 264, а.

Плотность стыка обеспечивается при условии выполнения неравенства: $P_{\text{пр}} > P'_{\text{пр}}$, где $P'_{\text{пр}}$ — сила инерции, приходящаяся на один болт: $P'_{\text{пр}} = P_{\text{пр}}/i_{\text{б}}$; ($i_{\text{б}}$ — число болтов).

Обозначим податливость болта $K_{\text{б}}$, а стягиваемых бобышек шатуна $K_{\text{ш1}}$ и крышки $K_{\text{ш2}}$. Податливость бобышек невозможно точно подсчитать из-за сложности их формы. Ее определяют путем непосредственного измерения деформации сжатия на существующих моделях. Податливость болта можно подсчитать по выражению, выведенному для силовой шпильки.

Для двух промежуточных стягиваемых деталей коэффициент основной нагрузки резьбового соединения

$$\chi = \frac{K_{\text{ш1}} + K_{\text{ш2}}}{K_{\text{б}} + K_{\text{ш1}} + K_{\text{ш2}}}.$$

Отношение податливостей бобышек к податливости болтов в шатунах с двумя стягивающими болтами

$$\frac{K_{\text{ш1}} + K_{\text{ш2}}}{K_{\text{б}}} = 0,25 \div 0,35.$$

По опытным данным, для ряда двигателей коэффициент $\chi = 0,20 \div 0,25$; в некоторых случаях при относительно малых диаметрах шатунных болтов $\chi = 0,15$.

Расчетная сила, растягивающая болт при работе двигателя,

$$P_{\text{б}} = P_{\text{пр}} + \chi P'_{\text{р}}$$

При выборе величины силы предварительной затяжки болта следует учитывать, что часть этой силы затрачивается на создание натяга вкладышей и деформацию кривошипной головки при сборке шатуна.

На основании анализа существующих конструкций шатунов силу предварительной затяжки рекомендуется принимать следующей:

$$P_{\text{пр}} = (2 \div 3) P'_{\text{р}}$$

После нахождения сил, растягивающих болты, расчет сводится к нахождению экстремальных напряжений и запасов прочности по минимальному сечению и по внутреннему диаметру резьбы.

Максимальные и минимальные напряжения в болте определяют по формулам

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= P_{\text{б}}/F_0 \quad \text{и} \quad \sigma'_{\text{max}} = P_{\text{б}}/F_{0\text{р}}; \\ \sigma_{\text{min}} &= P_{\text{пр}}/F_0 \quad \text{и} \quad \sigma'_{\text{min}} = P_{\text{пр}}/F_{0\text{р}}, \end{aligned}$$

где F_0 и $F_{0\text{р}}$ — площади соответственно минимального сечения стержня болта и сечения по внутреннему диаметру резьбы.

Для того чтобы предотвратить разрушение болтов, уменьшают концентрацию напряжений в резьбе и повышают жесткость кривошипной головки шатуна.

После нахождения амплитудного и среднего напряжений цикла определяют запас прочности по формулам (267) и (269). Эффективные коэффициенты концентраций напряжений в витках метрической резьбы приведены в табл. 31. Для болта запас прочности должен быть не ниже 2.

§ 3. Материалы деталей шатунной группы

Шатуны карбюраторных двигателей изготавливают из сталей 40, 45, 45Г2, 40Х, 40ХН; дизелей, работающих в условиях наддува при высоких давлениях сгорания, — из легированных сталей 18Х2Н4МА и 40Х2Н2МА с высокими пределами прочности и текучести.

Заготовки шатунов изготавливают ковкой в штампах и подвергают механической и термообработке — нормализации, закалке и отпуску.

В карбюраторных двигателях распространены шатуны, отлитые из ковкого перлитового чугуна, а также чугуна с шаровидным графитом. Основными их преимуществами являются меньшая стоимость производства и более эффективное использование металла при сложной конфигурации. Для повышения усталостной прочности

шатуны подвергают дробеструйной обработке, которая в этом случае приближается к стальным штампованным шатунам.

В качестве материала для литых шатунов начинают применять сплавы титана с высокими характеристиками прочности ($\sigma_b = 1000 \text{ МН/м}^2$, $\sigma_s = 90 \text{ МН/м}^2$, $E = 114\,000 \text{ МН/м}^2$). Литые шатуны имеют меньшую массу и меньшую склонность к концентрации напряжений.

Для изготовления болтов используют стали с высокими характеристиками прочности (35Х, 40Х, 40ХН). При больших напряжениях затяжки применяют легированные стали 18Х2Н4ВА, 20ХН3А и 40ХНМА, у которых пределы текучести в 2,5—3,0 раза выше, чем у углеродистых сталей.

Для втулок поршневых головок шатунов форсированных двигателей можно применять алюминий-железистую бронзу Бр. АЖ 9—4, имеющую высокую твердость ($HV\ 110$), оловянноцинковые бронзы твердостью $HV\ 80—90$ и БрОЦС 4—4—2,5 ($HV\ 65—75$), а также оловяннофосфористые бронзы ($HV\ 90—120$). Указанные бронзы имеют хорошие износостойкость и сопротивляемость усталостным разрушениям.

Увеличение давления на шейки коленчатого вала обусловило необходимость применять антифрикционные сплавы с высокой сопротивляемостью усталостным разрушениям по сравнению с баббитовыми сплавами. Это позволило изготавливать надежно работающие биметаллические подшипники без значительного увеличения опорных поверхностей. В качестве такого сплава для заливки подшипников шатунов применяют свинцовистую бронзу Бр. С30 (30% свинца) с твердостью $HV\ 30$. Конечная толщина слоя свинцовистой бронзы после растачивания вкладыша равна 0,3—0,7 мм.

Свинцовистые бронзы в условиях работы при повышенных температурах масла обладают по сравнению с баббитовыми сплавами большей усталостной прочностью. К недостаткам свинцовистых бронз следует отнести:

1) недостаточную коррозионную стойкость под воздействием органических кислот, образующихся в смазочных маслах;

2) худшую, чем у баббитовых сплавов, прирабатываемость подшипников в начальный период работы двигателя и возможность возникновения в подшипниках задиров при недостаточной смазке;

3) необходимость применения более тонкой очистки масла;

4) недостаточную способность поглощения абразивных частиц.

Для уменьшения коррозии применяют электролитическое покрытие свинцовистой бронзы тонким слоем (толщиной 15—20 мк) сплава свинца с оловом или свинца с индием. При нанесении мягкого слоя на слой свинцовистой бронзы достигается сочетание хорошей прирабатываемости с высокой сопротивляемостью усталостным выкрашиванием. Допускаемое среднее давление у трехслойных подшипников (стальная лента — свинцовистая бронза — слой мягкого металла) на 20—30% выше, чем у двухслойных.

При использовании тонкостенных вкладышей (двух- и трехслойных) из свинцовистой бронзы необходимо увеличивать жесткость

опор вала в картере, коленчатого вала и кривошипных головок шатунов, а также вводить более жесткие допуски на изготовление этих деталей. Указанные мероприятия связаны с недостаточной прирабатываемостью подшипников и возможностью задира их рабочей поверхности в зонах возникновения местных концентраций напряжений, в результате нарушения геометрической формы шеек вала и вкладыша при работе с большими деформациями.

В последние годы в отечественном и зарубежном машиностроении широко распространены подшипники (моно- и биметаллические) из антифрикционных сплавов на алюминиевой основе. При применении алюминиевых сплавов на оловянной и свинцовой основах значительно повышается выносливость подшипников. Получил распространение сплав АО—20 с содержанием 20% олова и 80% алюминия (двигатели ЗИЛ-130, ГАЗ-53, АЗЛК-412, ЯМЗ).

Используются также триметаллические вкладыши — сталь — медноникелевый подслои с покрытием мягким свинцовым сплавом (типа Дюрекс) и монометаллические — сталь с нанесенным алюминиевым сплавом (двигатели МсМЗ).

КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ

§ 1. Конструктивный обзор

Коленчатый вал работает в условиях переменных сил и моментов. Под одновременным действием сил инерции и давления газов в коленчатом валу возникают знакопеременные напряжения.

Прочность коленчатого вала определяется:

- 1) размерами и формами отдельных элементов кривошипа — коренных и шатунных шеек и щек;
- 2) влиянием факторов, понижающих прочность, — концентрацией напряжений, возникающих в галтелях (в местах перехода от шеек к щекам) и у краев масляных отверстий в шейках;
- 3) характеристиками прочности материала вала — пределом текучести, пределами выносливости при изгибе и знакопеременном кручении;
- 4) методами упрочнения — механическими, химико-термическими и термическими обработками;
- 5) расположением волокон, зависящим от способа формирования кривошипов;
- 6) несоосностью коренных опор картера и биением коренных шеек, вызывающих упругие деформации вала и перегрузку подшипников с последующими усталостными разрушениями вала и антифрикционного слоя.

При первоначальной компоновке двигателя и определении размеров элементов коленчатого вала можно пользоваться статистическими данными по существующим конструкциям (относительными размерами $d_{ш ш}/D$, $d_{к ш}/D$, $l_{ш ш}/d_{ш ш}$, $l_{к ш}/d_{к ш}$ и др.), позволяющим установить в первом приближении основные размеры кривошипа.

Размеры коленчатого вала рядных двигателей зависят от следующих факторов: 1) числа коренных и шатунных подшипников; 2) конструкции блока цилиндров (отдельные цилиндры или блоки цилиндров, мокрые и сухие гильзы); 3) конструкции головок цилиндров (общая головка для всех цилиндров или отдельные на один, два три цилиндра); 4) типа сочленения шатунов в V-образных двигателях (центральное сочленение, с прицепным шатуном, последовательное размещение двух шатунов на одной шейке); 5) способа изготовления и материала вала (стальные штампованные или чугунные литые); методов упрочнения.

Общая длина кривошипа, а также размеры его отдельных элементов (длина шатунной и коренной шеек, толщина шеек) в первую

очередь зависят от минимального расстояния между осями двух соседних цилиндров (см. табл. 32).

В карбюраторных однорядных двигателях с меньшими давлениями сгорания применяются в основном полноопорные коленчатые валы и, за редким исключением, валы с опорами через два цилиндра (рис. 277, а) — двухпролетные. Жесткость на изгиб неполноопорного вала может быть повышена путем увеличения диаметров шатунных и коренных шеек с одновременным уменьшением их длины и увеличением толщины щек. Последние два мероприятия позволяют сократить междуопорные расстояния. Неполноопорный вал короче и поэтому обладает большой жесткостью на кручение.

Коленчатые валы быстроходных дизелей, работающих с высоким давлением сгорания, делают обычно полноопорными, т. е. с опорами после каждого цилиндра или отсека двух цилиндров (в V-образных двигателях). В V-образных двигателях коренные опоры вала располагают через каждый отсек двух цилиндров, шатуны которых опираются на одну шейку вала. Стоимость изготовления полноопорных валов выше, чем неполноопорных.

В табл. 40 приведены средние относительные размеры шатунных и коренных шеек стальных коленчатых валов по статистическим данным. Уменьшение диаметра шатунной шейки в дизелях вызывается стремлением понизить центробежные силы, нагружающие коренные подшипники, за счет массы шейки и кривошипной головки шатуна.

40. Относительные размеры шатунных и коренных шеек

Двигатели	$d_{ш.ш}/D$	$l_{ш.ш}/d_{ш.ш}$	$d_{к.ш}/D$	$l_{к.ш}/d_{к.ш}$
Карбюраторные: однорядные	0,55—0,68	0,45—0,62	0,60—0,70	0,45—0,60
V-образные с последовательным размещением шатунов на одной шейке	0,55—0,65	0,80—1,00		
Дизели	0,56—0,72	0,50—0,65	0,70—0,80	0,40—0,60

В короткоходных двигателях при большом перекрытии коренных и шатунных шеек относительные диаметры шатунных шеек невелики, так как высокая жесткость кривошипа обеспечивается перекрытием шеек.

Приведенные выше соотношения для определения размеров шатунной шейки ($d_{ш.ш}$, $l_{ш.ш}$) должны обеспечивать в момент достижения в цилиндре максимального давления сгорания (в бензиновых двигателях без наддува) предельное условное давление, отнесенное к проекции опорной поверхности шатунной шейки, не более 25—30 МПа. Допустимые давления зависят от состава антифрикционного сплава подшипника шатуна.

Условное давление, отнесенное к проекции опорной поверхности шатунной шейки, в V-образных двигателях зависит от типа сочле-

нения шатунов и достигает в дизелях при последовательном размещении шатунов на одной шейке 30—38 МПа/м².

Размеры коренных шеек выбирают с учетом получения необходимой прочности, допускаемых условных давлений, отнесенных к проекции опорной поверхности, и жесткости на кручение, влияющей на частоту собственных колебаний системы вала, а следовательно, и на резонансную частоту колебаний вала.

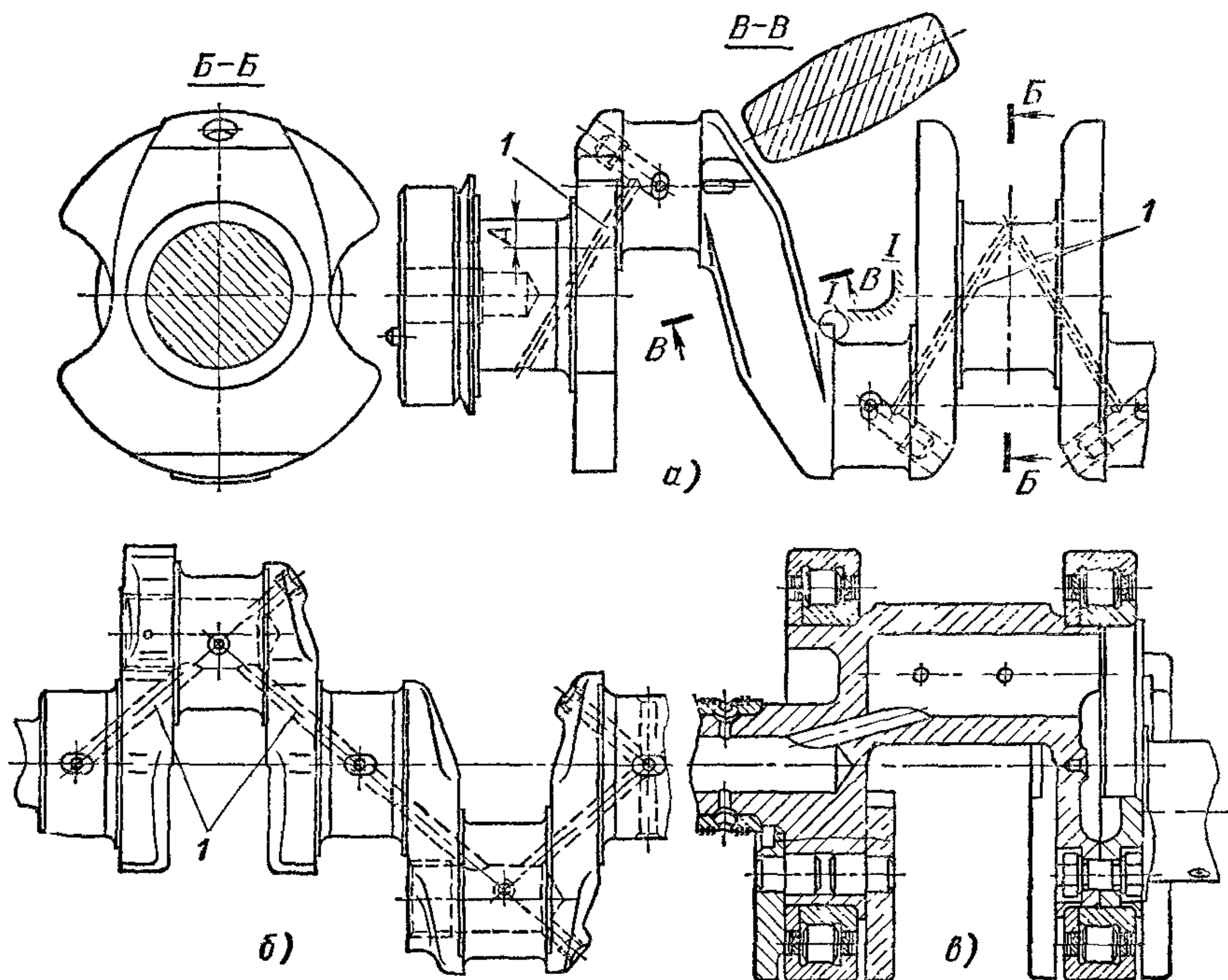


Рис. 277. Стальные штампованные коленчатые валы:
 а — с опорами через два цилиндра; б — полноопорный; в — сборный

Подшипники из свинцовистой бронзы могут надежно работать при значительно больших максимальных давлениях (до 50 МПа) в случае выполнения шеек коленчатого вала более короткими. При коротких шейках уменьшается опасность обмятия краев вкладыша. Если ширина вкладышей мала, должна быть увеличена подача масла к подшипникам для понижения их температуры.

При увеличении относительных диаметров шатунных и коренных шеек возникает «перекрытие шеек» (рис. 277, а). Особенно большое перекрытие (величина А) получается в короткоходных двигателях. В этом случае облегчающие отверстия в шатунных шейках располагают наклонно. С увеличением перекрытия шеек жесткость вала возрастает.

В двигателях с опорами вала через два цилиндра (рис. 277, а) промежуточные щеки, соединяющие две шатунные шейки, не обра-

батывают. Щеки имеют сложную форму. Центр тяжести щеки стремятся разместить как можно ближе к оси вращения. Щеки, соединяющие шатунные и коренные шейки, обычно обрабатывают лишь частично. Противовесы на валах изготавливают как одно целое с ними или привертывают к ним.

Щеки чаще всего делают эллиптической формы, обеспечивающей высокую жесткость при изгибе и кручении. Согласно статистическим данным ширина щеки у валов карбюраторных двигателей изменяется в пределах $(1,0 \div 1,25) D$. Для полноопорных валов толщина щек составляет $(0,20 \div 0,22) D$. У дизелей щеки выполняют эллиптическими или круглыми. Ширина эллиптической щеки находится в пределах $(1,05 \div 1,30) D$, толщина достигает $(0,24 \div 0,27) D$. При большом перекрытии шеек относительная толщина щек составляет примерно $0,18 D$.

Переходы (галтели) от щек к коренной и шатунной шейкам во избежание возникновения больших концентраций напряжений делают радиусом, равным $0,06—0,08$ диаметра шейки. Для увеличения опорной поверхности шейки галтели выполняют по двум трем сопряженным дугам различных радиусов (узел *I*, рис. 277, *a*). Торцовые шлифованные поверхности кривошипной головки шатуна могут упираться во время работы в кольцевые шлифованные выступы щек, толщиной $0,5—1$ мм. Выступы выполняют для выхода шлифовального камня при обработке вала.

Тенденция некоторого увеличения толщины щек для повышения жесткости кривошипа без соответствующего увеличения длины двигателя приводит к необходимости уменьшения ширины подшипников. Следует отметить, что подшипники даже с относительно малой шириной, достигающей $0,25 d$, работают вполне надежно в блоках картерах с высокой жесткостью.

С повышением частоты вращения вала многоцилиндровых двигателей стали устанавливать противовесы, разгружающие коренные подшипники. При наличии противовесов все промежуточные шейки вала могут иметь одинаковую длину. Кроме того, надо учитывать, что уравновешенный коленчатый вал не является абсолютно жестким, и вследствие его упругости моменты центробежных сил частично передаются через опоры на картер и нагружают его.

Однако применение противовесов имеет и отрицательные стороны. При наличии противовесов момент инерции приведенных масс кривошипа значительно повышается, что приводит к понижению частоты собственных колебаний системы вала. Масса противовеса достигает $70—80\%$ суммарной массы вращающихся частей.

Типичные способы крепления противовесов показаны на рис. 278. Крепление их, осуществляемое с помощью ласточкина хвоста (рис. 278, *a*), позволяет разгрузить крепежные болты от центробежных сил. Противовес имеет прорезь, оканчивающуюся отверстием, которое необходимо для снятия концентрации напряжений. В конструкции, изображенной на рис. 278, *b*, болты крепления дополнительно нагружаются после затяжки только центробежными силами массы противовесов. От касательных сил инерции болты разгружают при-

зонной посадкой противовеса на выступ щеки. Для фиксации головки болтов приваривают к противовесам. Число противовесов и их установочный угол подбирают так, чтобы как можно полнее разгрузить подшипники при минимальном увеличении массы коленчатого вала. Толщина противовеса не должна превышать толщины щеки. Это необходимо для того, чтобы при шлифовании шеек вала в условиях эксплуатации не снимать противовесы.

Для свободного теплового расширения вала относительно картера следует предусматривать возможность его осевого перемещения.

Осевая фиксация коленчатого вала при его тепловом расширении относительно картера осуществляется упорными кольцами и полукольцами (см. рис. 245, б и в и 246, в).

Упорные подшипники у большинства двигателей (в основном у дизелей) располагаются со стороны маховика (см. рис. 238, б и в).

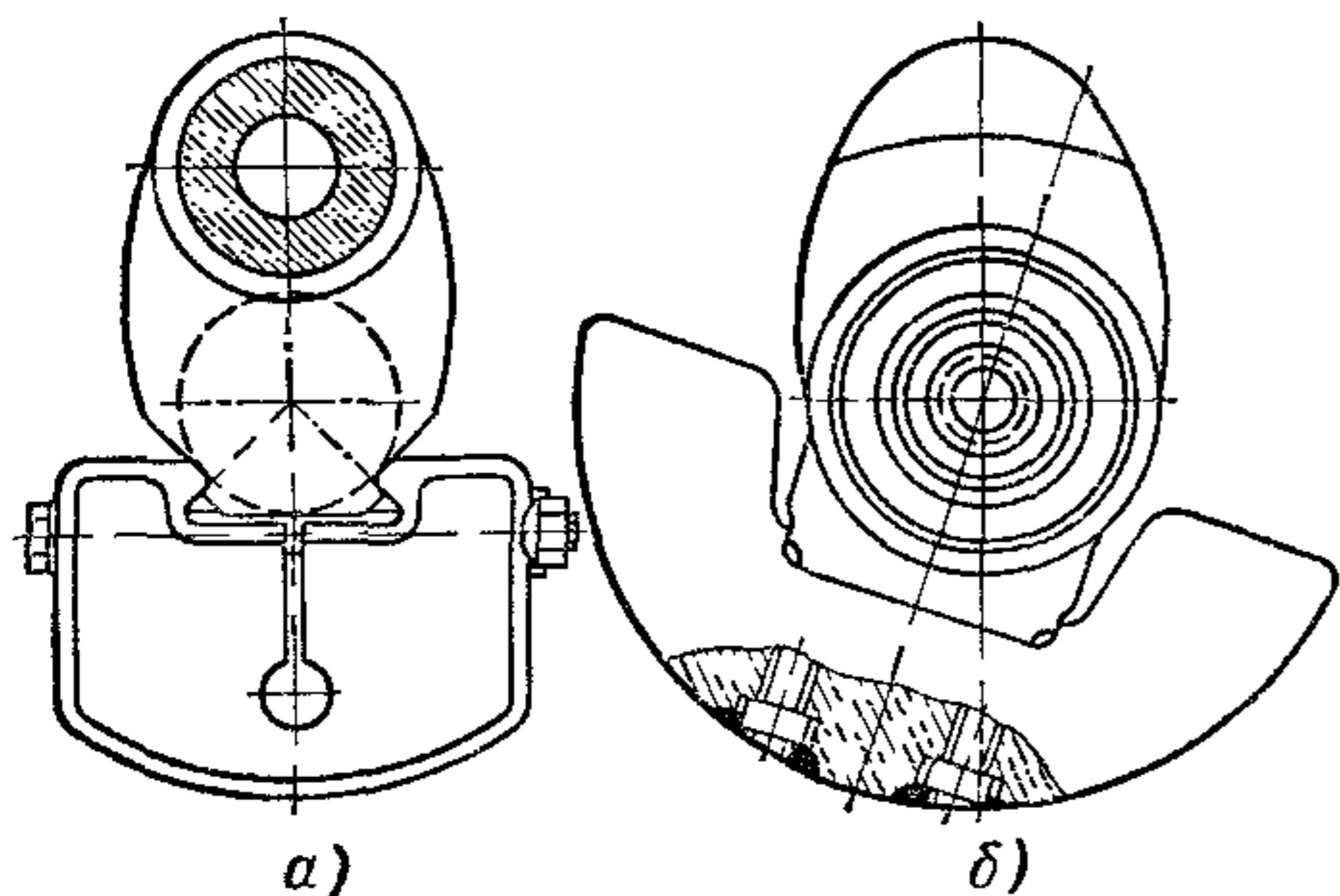


Рис. 278. Способы крепления противовесов

В этом случае при тепловом удлинении вала зазоры в механизме сцепления не изменяются. Ведущая шестерня привода механизма газораспределения, сидящая на переднем конце коленчатого вала, при этом несколько смещается. В некоторых двигателях упорные подшипники устанавливаются со стороны привода механизма газораспределения (см. рис. 245, а и в) или у среднего коренного подшипника. При

цепном приводе упорный подшипник желательно располагать со стороны переднего конца вала, так как при перекосах условия работы цепи ухудшаются. Осевые зазоры в упорных подшипниках составляют 0,1—0,2 мм.

Масло к коренным шейкам подводится от общей магистрали 2 (см. рис. 238, а и в) по каналам 4 и 5 в стенках верхней половины картера со стороны малонагруженной половины вкладыша подшипника. Масло от коренных шеек к шатунным подается по просверленным в валу каналам 1 (см. рис. 277, а и б) или по запрессованным трубкам 1 (см. рис. 281, а) в случае полых шеек.

В валах с полыми шатунными шейками масло центрифугируется — дополнительно очищается от механических примесей, которые откладываются в полостях шеек со стороны, противоположной оси вращения. Вследствие этого масло для подшипников должно отбираться из свободной от отложений зоны, для чего запрессованы трубки 1 (рис. 279). В двигателях с высокой частотой вращения большие центробежные силы могут привести к разрыву потока масла в каналах вала и к прекращению подвода масла к подшипникам. Для устранения этого явления следует повышать давление масла в системе.

Несмотря на наличие внутренних полостей для центрифугирования масла износы шатунных шеек и подшипников выше, чем

коренных. Это объясняется их более высокой нагруженностью, повышенным температурным режимом работы и соответственно пониженной несущей способностью масляного слоя.

В некоторых конструкциях с полнопоточной тонкой очисткой масла отказались от улавливающих полостей, как неспособствующих повышению надежности узла шейка — вкладыш (рис. 279, б и в). На рис. 279, б масляный канал расположен вне внутренней полости.

Для частичного поглощения энергии, вносимой при резонансе возбуждающим гармоническим моментом в систему коленчатого вала, и для гашения крутильных колебаний применяют гасители, которые устанавливают на переднем конце вала, где амплитуды колебаний максимальны. При наружном расположении гасителей их обычно закрепляют на ступицах шкивов клиноременной передачи.

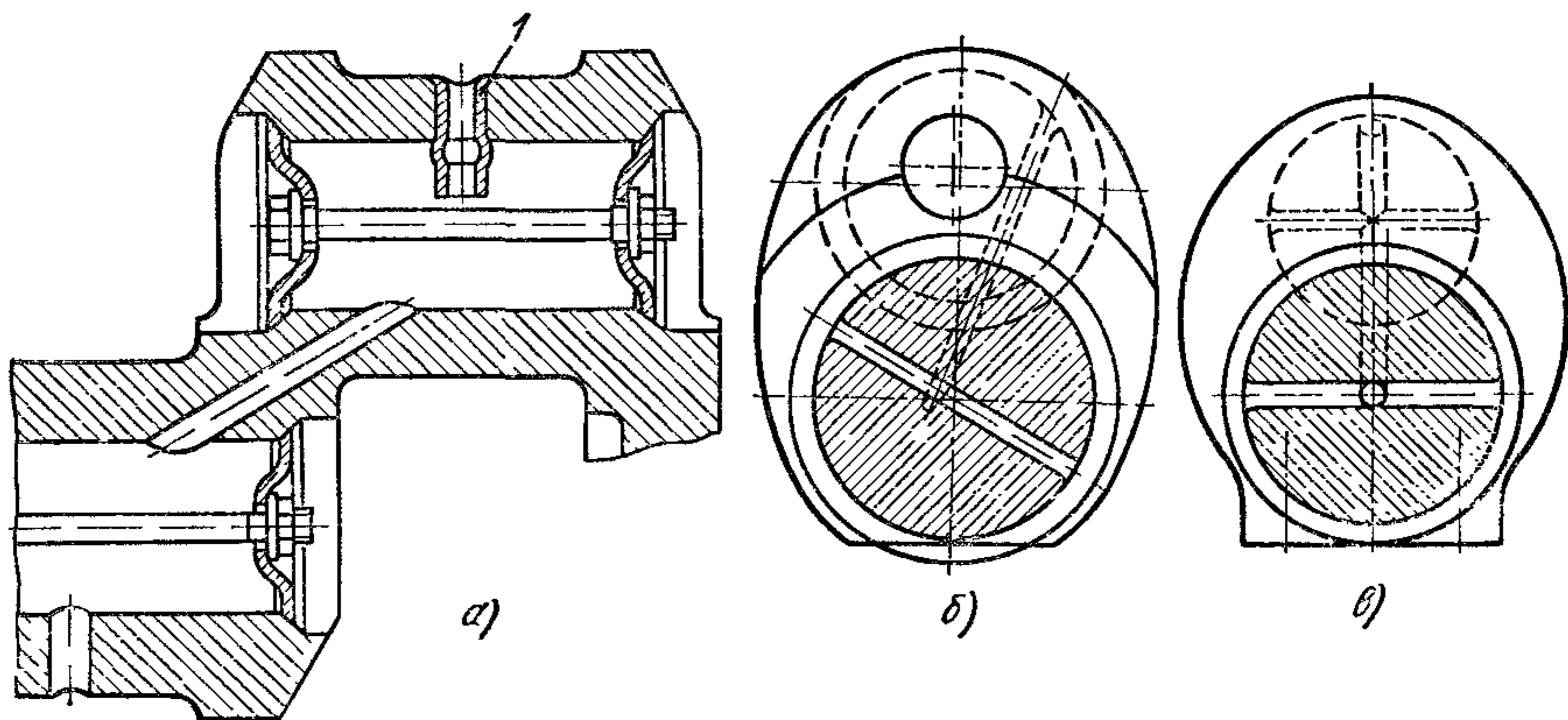


Рис. 279. Подвод масла к шатунному подшипнику:

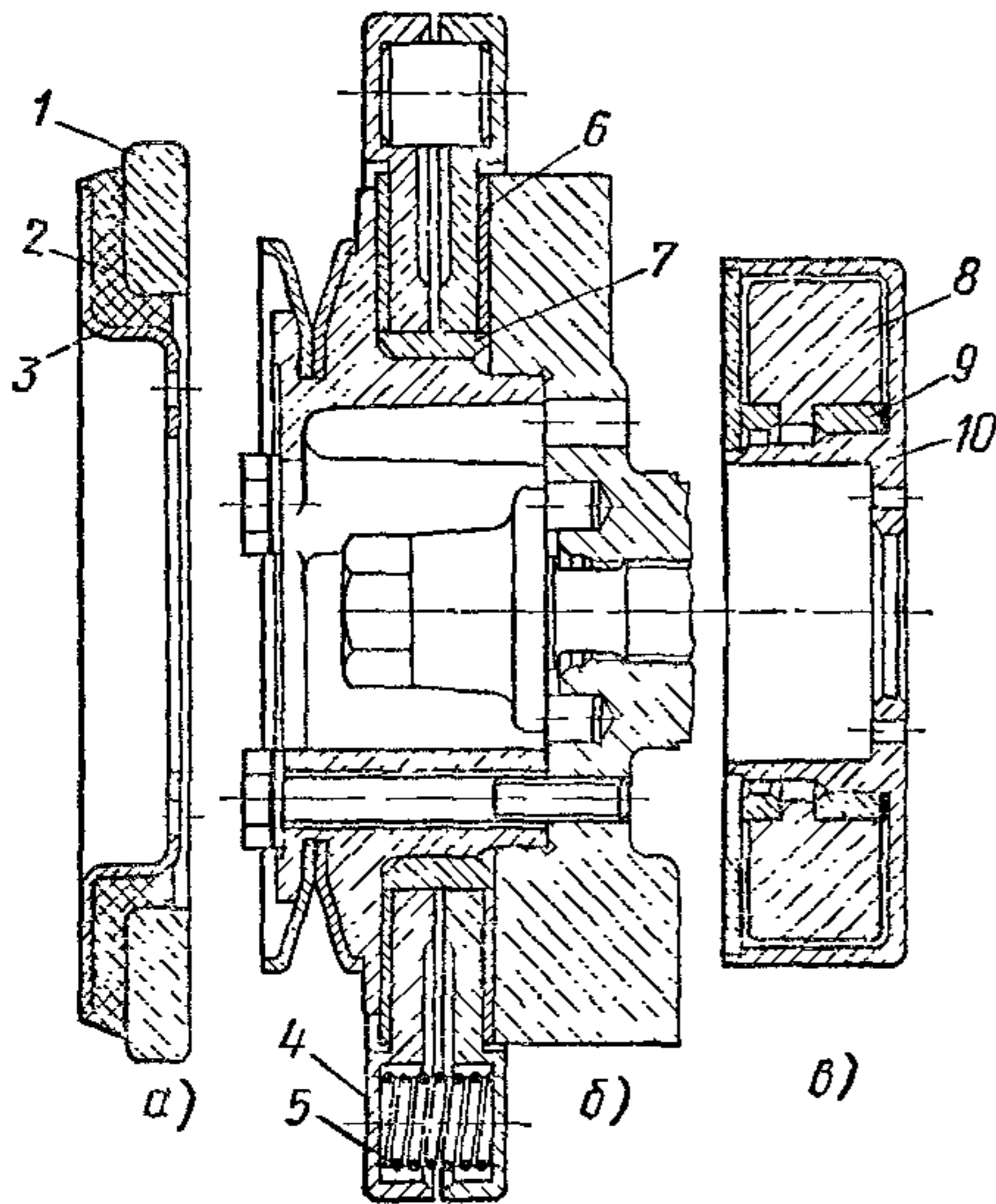
а — с центрифугированием масла в шатунных и коренных шейках; б — к шатунной шейке в одной точке без центрифугирования; в — в трех точках

В автомобильных двигателях наибольшее распространение имеют гасители внутреннего и жидкостного трения.

На рис. 280, а изображен гаситель крутильных колебаний, обод 1 (инерционная масса) которого привулканизирован через резиновую прокладку 2 к стальной чашке 3. На резонансных режимах работа возбуждающего момента затрачивается на упругие деформации резиновой прокладки. При этом возникают упругие деформации, «расстраивающие» резонансные колебания коленчатого вала. Вследствие этого рассматриваемые гасители иногда называют резонансными или динамическими гасителями внутреннего трения. Работа этих гасителей основана на свойстве резины выдерживать большие деформации с рассеиванием значительного количества энергии в результате упругого гистерезиса. Резина обладает наибольшим внутренним трением из всех материалов, применяемых в технике. К недостаткам резины как элемента гасителя относится нестабильность физико-механических свойств различных образцов резины даже одного технического сорта, а также зависимость ее жесткости и сло-

способности к поглощению энергии от деформации и температуры. При увеличении деформаций жесткость резины падает, а демпфирующая способность ее остается постоянной или даже уменьшается. При нагреве понижается как жесткость резины, так и ее способность к гашению колебаний.

На рис. 280, б показан гаситель сухого трения со свободными инерционными массами, состоящий из дисков 4, которые прижимаются пружинами 5 к фрикционным кольцам 6. Энергия, поглощаемая гасителем, зависит от момента инерции дисков и момента трения между элементами гасителя.



При малом моменте трения гаситель не будет поглощать достаточного количества энергии, а при моменте трения, превышающем инерционный момент дисков, энергия вообще не поглощается, так как диски не перемещаются относительно втулки 7, закрепленной на переднем конце вала. При расчете гасителя сухого трения необходимо выбрать оптимальное соотношение между инерционным моментом дисков 4 и моментом трения.

В последнее время получил распространение гаситель жидкостного трения со свободной инерционной массой 8 (рис. 280, в). Опорная бронзовая втулка 9 свободной массы установлена с небольшим зазором на выступ герметически закрытого корпуса 10.

Пространство между массой и стенками корпуса заполнено силиконовой жидкостью (полиметилсилоксан) большой вязкости. При нагревании вязкость этой жидкости изменяется незначительно.

В дизелях с числом цилиндров больше четырех при длинных коленчатых валах механизм привода часто располагают со стороны маховика, вблизи узла крутильных колебаний, что обеспечивает более спокойную и надежную работу механизма в условиях малых амплитуд крутильных колебаний при переходе через резонансную частоту вращения.

Задний конец коленчатого вала обычно имеет фланец для установки маховика. При заднем расположении привода механизма газораспределения маховик может быть установлен непосредственно на утолщенном конце вала (см. рис. 246 в).

Если требуется повысить жесткость конструкции, применяют туннельный картер в сочетании со свертным валом, имеющим в качестве коренных опор роликоподшипники. При установке роликоподшипников конструкция коренных опор достаточно надежна, и

межремонтные сроки в этом случае не меньше, чем для конструкций с подшипниками скольжения. На рис. 277, в изображен свертный литой вал. Совмещение щек кривошипа с коренной шейкой позволяет увеличить длину шатунной шейки при коротком кривошипе. Подобные валы целесообразно применять в двигателях с V-образным расположением цилиндров.

При установке подшипников качения создаются следующие преимущества: малые потери на трение и малые сопротивления при прокручивании вала во время пуска двигателя.

За последние годы широко использовались цельнолитые коленчатые валы (рис. 281, а и б), устанавливаемые как в карбюраторных двигателях, так и в дизелях.

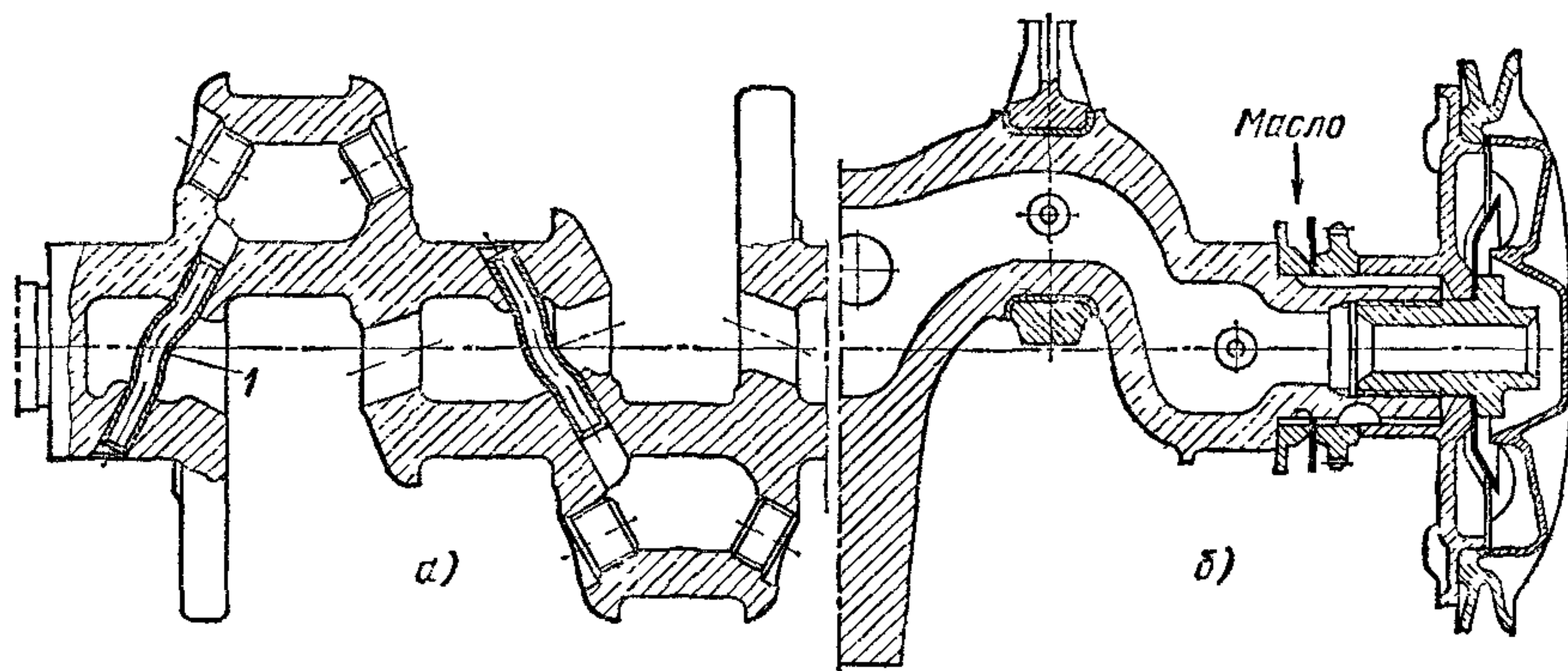


Рис. 281. Литые коленчатые валы

Литые чугунные коленчатые валы обладают меньшей прочностью (особенно на изгиб), чем штампованные стальные. Поэтому у чугунных валов следует увеличивать диаметры шатунных и коренных шеек, а также толщину щек и радиусы галтелей. Для уменьшения напряжений изгиба чугунный вал делают полноопорным. Шейки чугунных валов имеют высокую износостойкость, что позволяет применять подшипники из свинцовистой бронзы с высоким условным давлением.

К преимуществам литых коленчатых валов относятся:

1) меньший расход металла по сравнению со штампованными валами; количество снимаемого металла при обработке литого вала значительно уменьшается при одновременном сокращении числа операций обработки резанием;

2) возможность придания оптимальных форм (в отношении распределения металла и усталостной прочности) отдельным элементам коленчатого вала, например внутренним полостям шатунных и коренных шеек. Внутренние полости у литых коленчатых валов делают бочкообразными, а щеки — с разгружающими карманами. В результате этого в литых валах возникают меньшие концентрации напряжений и валы обладают повышенной усталостной прочностью. В литых коленчатых валах при меньшей механической прочности чугуна

допускаются повышенные амплитуды напряжений при изгибе и кручении (90—100 МН/м²). Масса полностью обработанного литого коленчатого вала в существующих конструкциях уменьшается на 10—15%.

Расчетный анализ плоского коленчатого вала четырехцилиндрового дизеля показал, что равнопрочность однопролетного чугунного и стального валов при условии неизменности диаметров коренных шеек ($d_{к.ш}/D = 0,8$) достигается:

1) для шатунной шейки чугунного вала путем увеличения относительного диаметра $d_{ш.ш}/D$ с 0,65 до 0,70 (примерно на 8%) при сохранении всех остальных размеров кривошипа неизменными;

2) для щек чугунного вала увеличением их относительной толщины h/D с 0,20 до 0,22 при соответствующем уменьшении относительной длины коренных шеек $l_{к.ш}/d_{к.ш}$ с 0,61 до 0,56.

Минимальные запасы прочности шатунных шеек по сечению масляных каналов для чугунных валов должны быть в пределах 3,3—3,5 и для щек в зоне галтелей на уровне 3,5—4,0.

При указанных величинах запасов прочности поломок коленчатых валов в условиях эксплуатации не наблюдалось. Надежность чугунных валов при относительно малых запасах прочности объясняется меньшей чувствительностью чугуна к концентрации напряжений, более равномерным распределением напряжений по объему и его повышенными демпфирующими свойствами.

§ 2. Расчет коленчатого вала на прочность

Коленчатый вал находится под воздействием внешних сил и моментов от сил давления газов и сил инерции движущихся масс, являющихся периодическими функциями угла поворота кривошипа. Одновременно в вале могут возникнуть напряжения от крутильных и изгибных колебаний.

Резкое изменение поперечных сечений и направления отдельных элементов кривошипа, а также характер распределения действующих сил приводят к неравномерному распределению напряжений по длине вала и по его поперечным сечениям. Неравномерность напряжений усиливается концентрацией напряжений в галтелях щек и у краев масляных отверстий шеек вала. В связи с этим действительные напряжения могут значительно превышать номинальные, вычисленные по формулам сопротивления материалов.

Номинальные напряжения в существующих стальных коленчатых валах при изгибе не превышают 20%, а при кручении 15% соответствующих пределов прочности, что означает малоэффективное использование металла.

Номинальные нормальные и касательные напряжения при расчетах коленчатых валов получаются низкими и не позволяют правильно оценить напряженное состояние его элементов. Поэтому наряду с определением номинальных напряжений вал необходимо рассчитывать на усталость с учетом возникающих концентраций напря-

жений и определять запасы прочности на характерных режимах работы двигателя.

В существующих методах расчета не учитываются деформации картера, упругая осадка опор вала, несоосность отдельных подшипников и износ коренных шеек, возникающие в процессе эксплуатации.

В настоящее время общепринятой расчетной схемой является схема, представляющая собой вырезанный из коленчатого вала кривошип, работающий в условиях максимального размаха знакопеременных изгибающих и скручивающих моментов и сил.

Сравнительные расчеты, выполненные по схеме неразрезной многоопорной балки и по схеме разрезной балки для одного колена, показали, что запасы прочности коренных шеек получаются в обоих случаях почти одинаковыми. Запасы прочности шатунных шеек при разрезной схеме получаются меньше на 5—10%, а крайних щек — на 30—40%. Знание ориентировочных пределов отклонений запасов прочности при переходе от неразрезной схемы к разрезной позволяет с достаточной точностью рассчитать коленчатый вал по разрезной схеме.

Поломки коленчатого вала, как показала статистика дефектов, носят обычно усталостный характер и вызываются переменными напряжениями изгиба и кручения. Разрушение отдельных элементов кривошипа начинается в местах концентраций напряжений: у краев масляных отверстий коренных и шатунных шеек или в местах сопряжения шеек со щеками (галтелях). При усталостном разрушении шейки вала от переменных напряжений кручения на поверхности шейки образуется спиральная трещина, идущая от краев масляного отверстия в направлении щек. Усталостное разрушение щеки от переменных напряжений изгиба, сжатия-растяжения и кручения начинается в середине щеки по сечению галтели — в месте максимальной концентрации напряжений.

Надежность коленчатых валов во многом зависит от неучитываемых факторов и в первую очередь несоосности опор и бления коренных шеек.

Несоосность вызывается неточностью изготовления, пластическими деформациями блок-картера и износами шеек вала и антифрикционного сплава подшипников. Практика показала, что при несоосности 0,1—0,15 мм запасы прочности валов автомобильных двигателей снижаются на 50—70%.

Понятие о крутильных колебаниях системы коленчатого вала. На отдельные шатунные шейки многоколенного вала действуют периодически изменяющиеся индикаторные крутящие моменты, смещенные по фазе в соответствии с порядком работы цилиндров и углами расположения кривошипов. Вследствие этого крутящие моменты, приложенные к соседним шейкам вала, для одного и того же момента времени будут неодинаковыми. Поэтому в различных участках упругого вала, расположенных между плоскостями действия указанных крутящих моментов, возникают деформации кручения с неодинаковыми углами закручивания. Эти углы определяют

как разность между углами отклонений двух соседних масс, включающих в себя массу кривошипа m_k , массу части шатуна $m_{ш.к}$ и поступательно движущуюся массу m_j , заменяемую эквивалентной вращающейся массой. Таким образом, в упругом вале все вращающиеся массы в одинаковый промежуток времени проходят разные углы π , следовательно, движутся с различными угловыми скоростями. Вследствие неравномерного вращения на шатунных шейках возникают инерционные моменты от касательных сил инерции указанных масс, а в элементах кривошипа на участках между соседними массами — упругие моменты M_y . Появляющиеся при этом периодические колебания масс, при которых участки вала между соседними массами закручиваются, называются *крутильными колебаниями*.

Под действием возбуждающих индикаторных крутящих моментов, приложенных к шатунным шейкам, коленчатый вал совершает вынужденные колебания с частотой возмущающего момента.

Индикаторный крутящий момент, приложенный к шатунной шейке, представляет собой сложную кривую, которую можно рассматривать как результат сложения синусоидальных моментов (гармоник) с различными фазами, частотами и амплитудами. Суммарное действие этих гармонических моментов равняется действию на данной шейке суммарного индикаторного момента. Поэтому вынужденные колебания системы вала определяют как сумму гармонических колебаний. При этом порядковым числом k какой-либо гармоники называется число ее периодов, укладывающихся в одном периоде исходного колебания.

В многоколенном валу число колеблющихся масс равно числу кривошипов плюс масса маховика. При наличии m масс число собственных частот колебаний системы вала может быть $m-1$ соответственно числу степеней свободы. Одновременно могут возникнуть собственные колебания различной частоты, наложенные одно на другое. Каждое из этих колебаний имеет определенную форму, под которой понимают диаграмму угловых отклонений отдельных масс от положения покоя по длине вала с присущим этой форме числом узлов колебаний (одноузловая, двухузловая, $m-1$ — узловая). Под узлом колебаний понимают сечение вала, находящееся в положении покоя.

При совпадении одной из собственных частот колебаний многомассовой системы с частотой одного из гармонических моментов k -го порядка возникают резонансные колебания, происходящие под действием гармонического момента k -го порядка с частотой, равной одной из собственных частот системы вала.

Исходя из этого, условие резонанса системы вала может быть выражено как $kn_{рез} = n_c$, где $n_{рез}$ — резонансная или критическая частота вращений; n_c — частота собственных колебаний вала, соответствующая одной из форм колебаний.

Возникающие при резонансе вынужденные колебания системы совпадают по форме с собственными колебаниями соответствующей

частоты. Резонансная или критическая частота вращения

$$n_{\text{рез}} = \frac{n_c}{k}.$$

Обычно в диапазоне рабочей частоты вращения автомобильных двигателей возникают колебания одноузловой формы.

В условиях резонанса резонансные амплитуды колеблющихся масс и соответствующие им углы закручивания отдельных участков вала (между массами) могут быть значительными. Напряжения кручения, возникающие в коленчатом валу, находятся в прямой зависимости от амплитуд крутильных колебаний. По величине упругого момента M_y на участке с максимальным углом закручивания подсчитывают в элементах кривошипа знакопеременные касательные напряжения, которые складывают при определении запасов прочности с касательными напряжениями, найденными при расчетах по диаграммам набегающих моментов.

Упругий момент на участке с наиболее крутым изменением формы колебаний, например, между соседними массами с порядковыми номерами $i-1$ и i ,

$$M_{y_{i-1, i}} = (\varphi_{i-1} - \varphi_i) c_{i-1, i},$$

где φ_{i-1} и φ_i — амплитуды колеблющихся масс; $\varphi_{i-1} - \varphi_i$ — угол закручивания вала между массами; $c_{i-1, i}$ — крутильная жесткость участка вала между данными массами.

Амплитуды напряжений от знакопеременного кручения

$$\tau_{a.к} = \pm \frac{M_{y_{i-1, i}}}{W_\tau},$$

где W_τ — момент сопротивления сечения кручению.

Из теории колебаний известно, что если частота возмущающего момента не кратна одной из частот собственных колебаний системы вала, то работа возмущающего момента равна нулю. Поэтому при резонансе какого-либо гармонического момента остальные гармонические моменты не влияют на величину резонансных амплитуд.

Резонансные колебания могут сопровождаться поломкой коленчатого вала или разрушением связанных с ним деталей и шестерен механизма привода, поломками роликов привода вспомогательных механизмов (распределительного вала, муфты и вала привода топливного насоса высокого давления дизеля, привода компрессора, масляного насоса).

Резонансные колебания могут быть устранены изменением жесткости коленчатого вала, уменьшением масс деталей поршневой группы, шатуна, кривошипа и противовеса, применением гасителей колебаний (демпферов), при установке которых уменьшаются амплитуды резонансных колебаний.

Расчет однопролетного коленчатого вала. Расчетная разрезная схема симметричного (полноопорного) коленчатого вала изображена на рис. 282, а основные размеры кривошипа даны на рис. 283.

Коренные шейки делают короткими, поэтому их рассчитывают только на кручение без учета напряжений изгиба, мало влияющих на запас прочности (в пределах 3—4%). Эффективный коэффициент концентрации напряжений при расчете коренной шейки принимают по масляному отверстию, которое расположено обычно в среднем сечении. Изгибающий момент в этом сечении при расчете по разрезной схеме равен нулю, а в сечении у галтели при короткой шейке невелик (плечо равно $0,5 l_{к.ш}$). Максимальные и минимальные значения скручивающих моментов $M_{к.ш i}$ определяют по кривым набегающих моментов, пример построения которых для четырехцилиндрового двигателя показан на рис. 284.

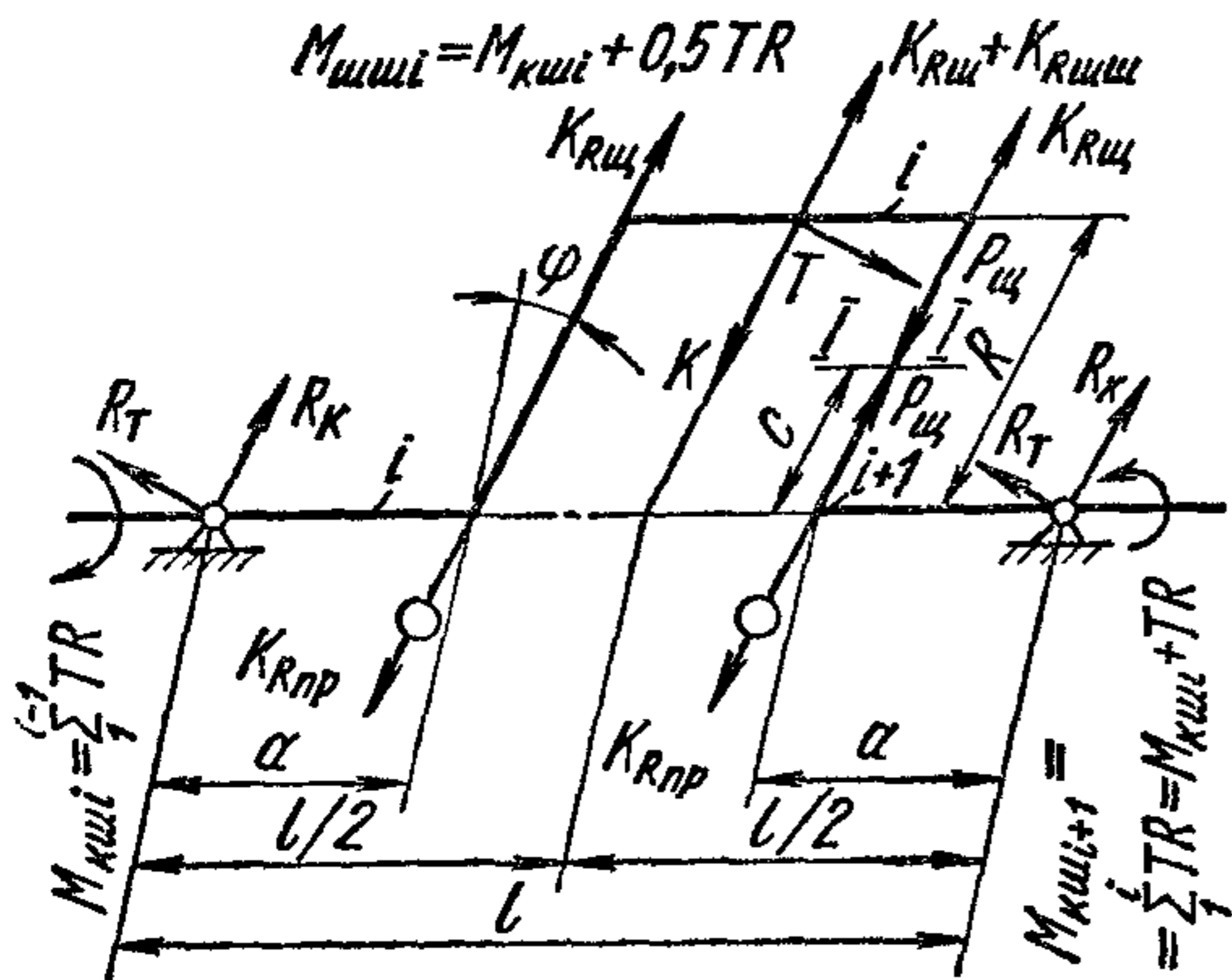


Рис. 282. Расчетная схема однопролетного вала

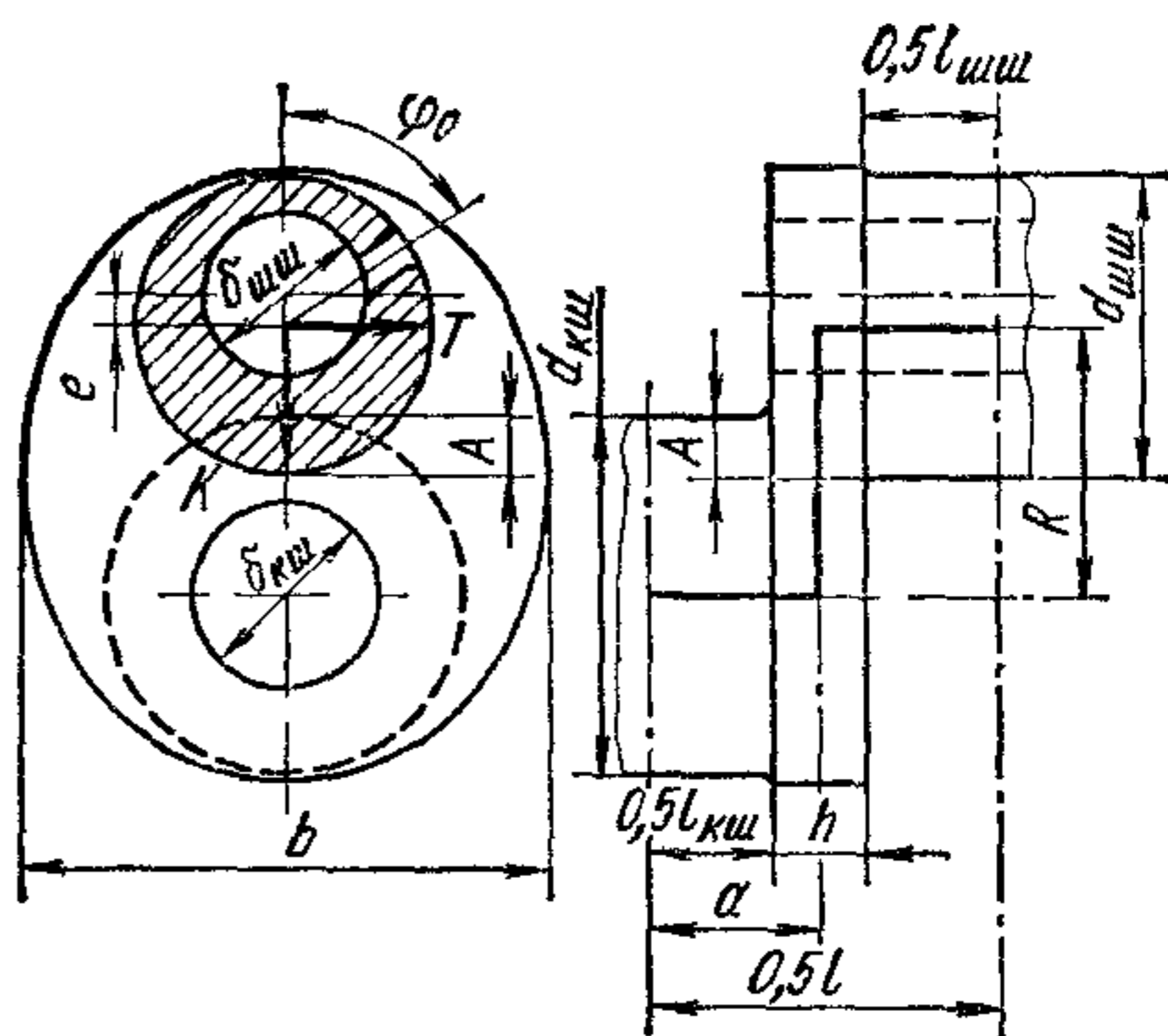


Рис. 283. Основные размеры кривошипа

В случае аналитического решения составляют таблицу (форма I) набегающих моментов $M_{к.ш i}$, последовательно передаваемых отдельным коренным шейкам, начиная от первого цилиндра. При составлении таблицы углы поворота кривошипа отсчитывают по первому цилиндру. Диаграмму набегающих моментов строят от первого цилиндра в сторону отбора мощности с учетом порядка работы отдельных цилиндров и угла смещения кривошипов. По данным таблицы (форма I) или диаграммам набегающих моментов устанавливают максимальный размах цикла знакопеременного кручения.

Форма 1

Таблица набегающих моментов, передаваемых коренным шейкам

φ_1	$M_{к.ш 2}$	$M_{к.ш 3}$	$M_{к.ш 4}$	$M_{к.ш 5}$	$M_{к.ш 6}$

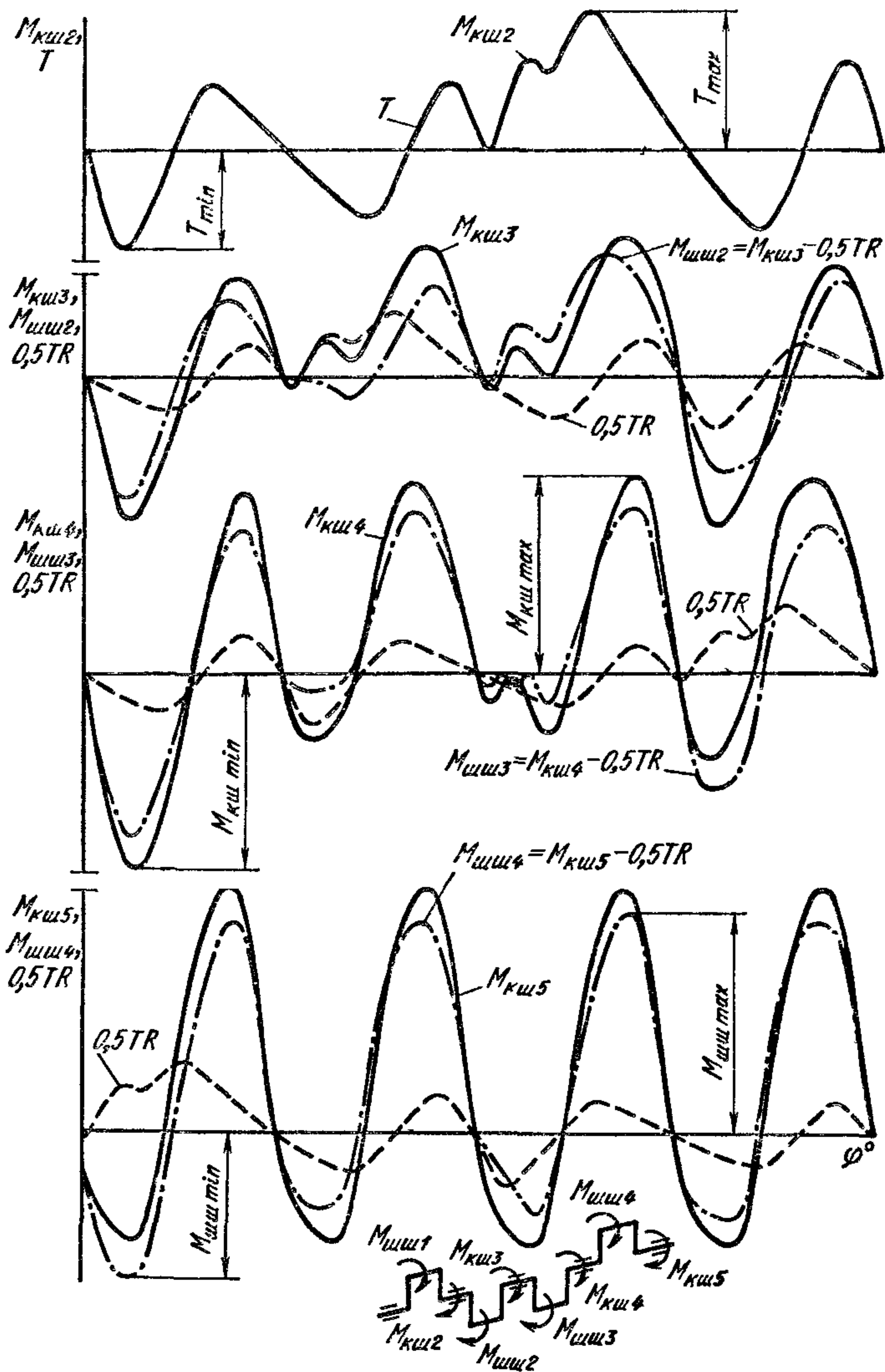


Рис. 284. Кривые набегающих моментов на коренные и шатунные шейки четырехцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя с порядком работы 1-3-4-2

Максимальные и минимальные касательные напряжения переменного цикла подсчитывают по формулам

$$\tau_{\max} = M_{\text{к.ш.}i \max} / W_{\text{т.к.ш}} \quad \text{и} \quad \tau_{\min} = M_{\text{к.ш.}i \min} / W_{\text{т.к.ш}}$$

где $W_{\text{т.к.ш}}$ — момент сопротивления кручению шейки;

$$W_{\text{т.к.ш}} = (\pi/16) d_{\text{к.ш}}^3 [1 - (\delta_{\text{к.ш}}/d_{\text{к.ш}})^4].$$

Зная максимальные и минимальные напряжения цикла, можно определить амплитуду напряжений τ_a и среднее напряжение τ_m .

Запас прочности коренной шейки находят по формуле (268).

По опытным данным, эффективный коэффициент концентрации напряжений у краев смазочных отверстий при изгибе и кручении мало зависит от диаметра вала; при этом принимают, что

$$K_{\sigma}/(\epsilon'_{\sigma}\epsilon''_{\sigma}) \approx K_{\tau}/(\epsilon'_{\tau}\epsilon''_{\tau}) \approx 2,5.$$

Запасы прочности коренных шеек должны быть не меньше 3—4. Абсолютные величины запасов прочности получаются значительными, что объясняется большими диаметрами коренных шеек, выбираемыми также из условий обеспечения высокой жесткости и допустимых условных давлений. В дизелях запасы прочности коренных шеек достигают 4—5.

Шатунные шейки подвергают одновременно изгибу и кручению. Максимальные значения изгибающих и скручивающих моментов не совпадают по времени. Напряженное состояние шатунной шейки характеризуется запасами прочности от изгиба и кручения, определяемыми независимо один от другого, и общим запасом прочности.

Для расчета шатунной шейки силы K , T , $(R_{K\varphi_c})_{\max}$ и $(R_{K\varphi_0})_{\min}$ определяют по диаграмме (см. рис. 218, 223), а скручивающий момент $M_{ш ш_2}$ — из диаграммы набегающих моментов (см. рис. 284).

Для удобства аналитического расчета составляют таблицу (форма 2), по которой определяют экстремальные значения нормальных K и касательных T сил, действующих на различных шатунных шейках. Разности углов $\varphi_2 - \varphi_1$, $\varphi_3 - \varphi_1$ и т. д. показывают смещение процессов в отдельных цилиндрах по отношению к первому кривошипу.

Форма 2

Таблица для определения значений сил K и T
для шестикольного вала четырехтактного двигателя

φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	K	T

В плоскости кривошипа шатунная шейка изгибается моментом (рис. 282)

$$M_z = 0,5 R_{Kl} + (K_{R_{ш}} - K_{R_{пр}}) (0,5l - a). \quad (282)$$

Выражение (282) справедливо при условии расположения центров тяжести щеки и противовеса на осевой линии щеки.

Реакция опоры в плоскости кривошипа при симметричном колене

$$R_R = \frac{K}{2} - \frac{K_{R_{ш}} + K_{R_{ш, ш}} + 2K_{R_{ш}} - 2K_{R_{пр}}}{2}$$

или

$$R_K = (K - K_R)/2,$$

где K — нормальная сила, действующая в плоскости кривошипа, от сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс; $K_{R_{III}}$ — центробежная сила массы шатуна, отнесенной к кривошипу; $K_{R_{III,III}}$, $K_{R_{III}}$ и $K_{R_{пр}}$ — центробежные силы соответственно шатунной шейки, щеки и противовеса.

Второе слагаемое в уравнении равно половине суммарной центробежной силы всех вращающихся масс, приведенных к оси шатунной шейки, т. е. радиусу кривошипа:

$$K_R = K_{R_{III}} + K_{R_K} - 2K_{R_{пр}} = (m_{III,K} + m_K - 2m_{пр}) R\omega^2,$$

где $K_{R_K} = K_{R_{III,III}} + 2K_{R_{III}}$; $m_K = m_{III,III} + 2m_{III,R}$.

Для удобства расчетов уравнение (282) после подстановки в него значения R_K можно написать так:

$$M_z = (K - B) \frac{l}{4}.$$

где B — центробежная сила; для расчетной схемы (см. рис. 282)

$$B = K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}} + 4 \frac{a}{l} (K_{R_{III}} - K_{R_{пр}}).$$

Момент, изгибающий шатунную шейку в плоскости, перпендикулярной к плоскости колена, при $R_T = 0,5T$:

$$M_T = 0,25Tl.$$

Суммарный изгибающий момент $M_{из} = \sqrt{M_z^2 + M_T^2}$ и плоскость его действия при вращении коленчатого вала меняются.

Концентрация напряжений возникает у краев масляного отверстия, которое в разных конструкциях может быть расположено под различными углами φ_0 к оси кривошипа (см. рис. 283).

Изгибающий момент, действующий в плоскости оси масляного отверстия,

$$M_{\varphi_0} = M_z \cos \varphi_0 - M_T \sin \varphi_0. \quad (283)$$

При $\varphi_0 = 0_0$ выражение (283) упрощается и имеет вид

$$M_{\varphi_0} = M_z,$$

а при $\varphi_0 = 90^\circ$

$$M_{\varphi_0} = -M_T.$$

Положительный момент M_{φ_0} вызывает у краев отверстий сжатие, отрицательный — растяжение.

Экстремальные значения изгибающего момента M_{φ_0} в плоскости оси отверстия для смазки могут быть найдены с помощью полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку (см. рис. 223). При наличии противовесов и нагрузке колена, как показано на рис. 282, полюс O_K (см. рис. 223) должен отстоять от полюса O диаграммы на величину отрезка, пропорционального центробежной

силе B . Если противовесы отсутствуют, а колено нагружено сосредоточенной силой, приложенной в середине шатунной шейки, то полюс O_K смещается на величину отрезка, пропорционального сумме сил $K_{R_{ш}} + K_{R_K}$. Экстремальные значения момента

$$M_{\varphi_0 \max} = (R_{K\varphi_0})_{\max} l/4 \quad \text{и} \quad M_{\varphi_0 \min} = (R_{K\varphi_0})_{\min} l/4.$$

В случае аналитического определения экстремальных значений изгибающего момента M_{φ_0} составляют таблицу (форма 3).

Ф о р м а 3

Таблица для определения экстремальных значений изгибающего момента в плоскости оси отверстия для смазки

φ_1	K	$K - B$	M_z	$M_z \cos \varphi_0$	T	R_T	M_T	$M_T \sin \varphi_0$	M_{φ_0}

Для однорядного двигателя значения моментов $M_{\varphi_0 \max}$ и $M_{\varphi_0 \min}$ изменяются в узких пределах углов поворота коленчатого вала. Поэтому форму 3 составляют только для ограниченного числа значений углов ($\varphi = 0; 30; 375; 390; 405; 690; 705^\circ$).

Найденные максимальный $M_{\varphi_0 \max}$ и минимальный $M_{\varphi_0 \min}$ моменты позволяют подсчитать крайние значения напряжений переменного цикла и установить запас прочности при изгибе более опасной шатунной шейки в сечении масляного отверстия.

Максимальные и минимальные напряжения изгиба переменного цикла определяют по формулам

$$\sigma_{\max} = M_{\varphi_0 \max} / W_{\sigma_{ш.ш}} \quad \text{и} \quad \sigma_{\min} = M_{\varphi_0 \min} / W_{\sigma_{ш.ш}},$$

где $W_{\sigma_{ш.ш}}$ — момент сопротивления изгибу шатунной шейки;

$$W_{\sigma_{ш.ш}} = (\pi/32) d_{ш.ш}^3 [1 - (\delta_{ш.ш}/d_{ш.ш})^4].$$

Запас прочности шатунной шейки при изгибе n_σ вычисляют по формуле (267) после определения амплитудных и средних напряжений.

Скручивание i -й шатунной шейки производится моментом

$$M_{ш.ш i} = M_{к.ш i} + R_T R = M_{к.ш i+1} - R_T R,$$

где $R_T = 0,5T$.

Для нахождения максимального и минимального скручивающих моментов строят кривые $M_{ш.ш i} = f(\varphi)$ для всех шатунных шеек (см. рис. 284) или вспомогательную таблицу (форма 4) на основании исходных данных, взятых из трех предыдущих таблиц, последовательно для всех кривошипов, и находят наиболее нагруженную шейку вала.

Таблица для определения крутящих моментов, действующих на шатунные шейки

φ_1	$M_{к.ш2}$	$-0,5TR$	$M_{ш.ш1}$	$M_{к.ш3}$	$-0,5TR$	$M_{ш.ш2}$	и т. д.

После нахождения экстремальных значений касательных напряжений знакопеременного цикла

$$\tau_{\max} = \frac{M_{ш.ш i \max}}{W_{\tau ш.ш}} \quad \text{и} \quad \tau_{\min} = \frac{M_{ш.ш i \min}}{W_{\tau ш.ш}},$$

где $W_{\tau ш.ш}$ — момент сопротивления кручению поперечного сечения шейки; $W_{\tau ш.ш} = 2W_{\sigma ш.ш}$ подсчитывают амплитуду τ_a и среднее напряжение τ_m и определяют запас прочности n_{τ} по формуле (268). При подсчете запасов прочности отношения принимают, что

$$K_{\sigma}/\epsilon'_{\sigma}\epsilon''_{\sigma} = K_{\tau}/\epsilon'_{\tau}\epsilon''_{\tau} \approx 2,5.$$

Запасы прочности шатунных шеек стального вала должны быть не меньше 2,5—3,0 (при наддуве 2,2—2,7). Значения минимальных запасов прочности шатунных шеек ниже, чем у коренных шеек, что объясняется меньшими диаметрами, а также влиянием напряжений изгиба. Увеличение диаметра шатунной шейки ограничивается возрастанием вращающихся масс.

Щеки коленчатого вала подвергаются переменному изгибу, растяжению-сжатию и кручению. Запасы прочности определяют в местах перехода шеек в щеку — в галтелях.

Момент, изгибающий щеку в плоскости кривошипа (см. рис. 282),

$$M_{щ} = R_{к}a$$

или после подстановки $R_{к}$

$$M_{щ} = \frac{K - K_R}{2} a.$$

Сжатие или растяжение щеки в сечении $I-I$ производится силой

$$P_{щ} = \frac{K - (K_{Rш} + K_{Rк})}{2}.$$

Суммарное нормальное напряжение от изгиба и сжатия-растяжения

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_{щ}}{W_{\sigma щ}} + \frac{P_{щ}}{f_{щ}}, \quad (284)$$

где $W_{\sigma щ}$ — момент сопротивления изгибу щеки; $W_{\sigma щ} = bh^2/6$ (см. обозначения на рис. 283); $f_{щ}$ — площадь расчетного сечения щеки; $f_{щ} = bh$.

Ширину щеки b принимают по сечению галтели шатунной шейки. После подстановки значений изгибающего момента $M_{ш}$ и силы $P_{ш}$ в формулу (284) получим

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{K - K_R}{2} \frac{a}{W_{ощ}} + \frac{K - (K_{Rш} + K_{Rк})}{2} \frac{1}{f_{ш}}$$

Максимальное и минимальное напряжения переменного цикла, если учесть постоянство всех центробежных сил кривошипа на заданном скоростном режиме, можно выразить так:

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{K_{\max} - K_R}{2} \frac{a}{W_{ощ}} + \frac{K_{\max} - (K_{Rш} + K_{Rк})}{2} \frac{1}{f_{ш}}$$

и

$$\sigma_{\Sigma \min} = \frac{K_{\min} - K_R}{2} \frac{a}{W_{ощ}} + \frac{K_{\min} - (K_{Rш} + K_{Rк})}{2} \frac{1}{f_{ш}}$$

Найдя σ_a и σ_m по формуле (267), определяют запас прочности щеки n_{σ} .

Амплитуда изменения напряжений в щеке

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\Sigma \max} - \sigma_{\Sigma \min}}{2} = \frac{K_{\max} - K_{\min}}{4} \left(\frac{a}{W_{ощ}} + \frac{1}{f_{ш}} \right)$$

не зависит от сил инерции вращающихся масс.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений в галтели при изгибе щеки в плоскости кривошипа зависит от отношения радиуса галтели к толщине щеки ρ/h , от перекрытия шатунной и коренной шеек, а также от отношения диаметра внутренних полостей шеек к их наружному диаметру ($\delta_{ш,ш}/d_{ш,ш}$ и $\delta_{к,ш}/d_{к,ш}$).

Ниже приведена полученная экспериментальным путем зависимость отношения $K_{\sigma}/\epsilon'_{\sigma} = f(\rho/h)$

ρ/h	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
$K_{\sigma}/\epsilon'_{\sigma}$	3,7	2,9	2,5	2,2	2,0

Изгиб щеки в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, особенно при эллиптических и дисковых щеках, вызывает напряжения, которые значительно меньше напряжений, получающихся от изгиба в плоскости колена, поэтому их определяют обычно лишь в порядке проверки. В этом случае изгибающий момент

$$M_{из \perp} = M_{к,ш i} + R_T c = M_{к,ш i} + 0,5 T c$$

и напряжение

$$\sigma_{из \perp} = M_{из \perp} / W_{ощ \perp},$$

где c — расстояние от рассматриваемого сечения $I-I$ (см. рис. 282) до оси вала; $W_{ощ \perp}$ — момент сопротивления этого сечения; $W_{ощ \perp} = hb^2/6$.

При наличии крутильных колебаний к напряжению $\sigma_{из \perp}$ добавляется амплитудное значение

$$\sigma_{ак} = M_y / W_{ощ \perp}.$$

Скручивание щеки происходит под действием момента

$$M_{кр.щ} = R_t a.$$

Максимальные и минимальные значения касательной силы находят по диаграмме (рис. 284) или из таблицы (форма 2). После этого подсчитывают напряжения

$$\tau_{щ \max} = \frac{M_{кр.щ \max}}{W_{щ}} \quad \text{и} \quad \tau_{щ \min} = \frac{M_{кр.щ \min}}{W_{щ}},$$

где $W_{щ}$ — момент сопротивления кручению прямоугольного поперечного сечения щеки; $W_{щ} = \mu b h^2$.

Коэффициент μ выбирают в зависимости от отношения ширины расчетного сечения щеки b к ее толщине h :

b/h	1	1,5	1,75	2,00	2,50	3,00	4,00	10,00
μ	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

После нахождения τ_a и τ_m определяют запас прочности щеки при кручении по формуле (268).

Для сечения у галтели принимают отношение $K_t/\epsilon'_t \approx 2$.

Запасы прочности при кручении в валах с круглыми или эллиптическими щеками получаются большими, поэтому влияние их на общий запас прочности невелико. Общий запас прочности щеки n_0 при изгибе и кручении находят по формуле (см. стр. 381).

Запасы прочности щек, если исходить из условия их равнопрочности с шатунными шейками, должны быть не меньше 2,5—3,0.

Как показали расчеты, наименьшая прочность щек получается, когда ход поршня $S = d_{ш.ш} + d_{к.ш}$. В этом случае отсутствует перекрытие шеек и их образующие находятся на одной прямой. Концентрации напряжений в галтелях как со стороны шатунной шейки так и со стороны коренной возникают в одном поясе щеки, но с разных ее сторон. В этом случае повысить прочность вала можно путем увеличения хода поршня и удлинения щеки или путем уменьшения хода поршня и создания перекрытия шеек.

Так как кривошип работает в условиях сложного напряжения, то сложное нормальное напряжение можно подсчитать по формуле второй теории прочности:

$$\sigma_{сл} = 0,35\sigma_{\max} + 0,65 \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau^2},$$

а наибольшее сложное касательное напряжение — на основании третьей теории прочности:

$$\tau_{сл} = 0,5 \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{\max}^2},$$

где τ и σ — напряжения, возникающие соответственно при σ_{\max} и τ_{\max} .

В результате применения полых шеек область максимальных напряжений сдвигается по отношению плоскости кривошипа: для σ_{\max} примерно на 22° , для τ_{\max} на 35° и для $\sigma_{сл}$ на 25° .

При оценке напряженного состояния отдельных элементов кривошипа не по запасам прочности, а по допустимым напряжениям

за величины их могут быть приняты максимальные напряжения переменного цикла σ_{\max} и τ_{\max} .

В табл. 41 приводятся допустимые значения сложных напряжений в элементах кривошипов, изготовленных из различных материалов.

41. Допустимые значения напряжений (Мн/м^2) в элементах кривошипов, изготовленных из различных материалов

Наименование	Модифицированный чугун	Сталь	
		углеродистая	легированная
Коренная шейка	35—50	60—90	80—110
Шатунная »	40—60	80—110	90—140
Щека	50—90	110—160	150—220

Большое влияние на циклическую прочность коленчатого вала оказывает несоосность коренных опор, возникающая вследствие нарушения допусков при изготовлении, перекосов при сборке, коробления картера в эксплуатации и износов шеек и подшипников.

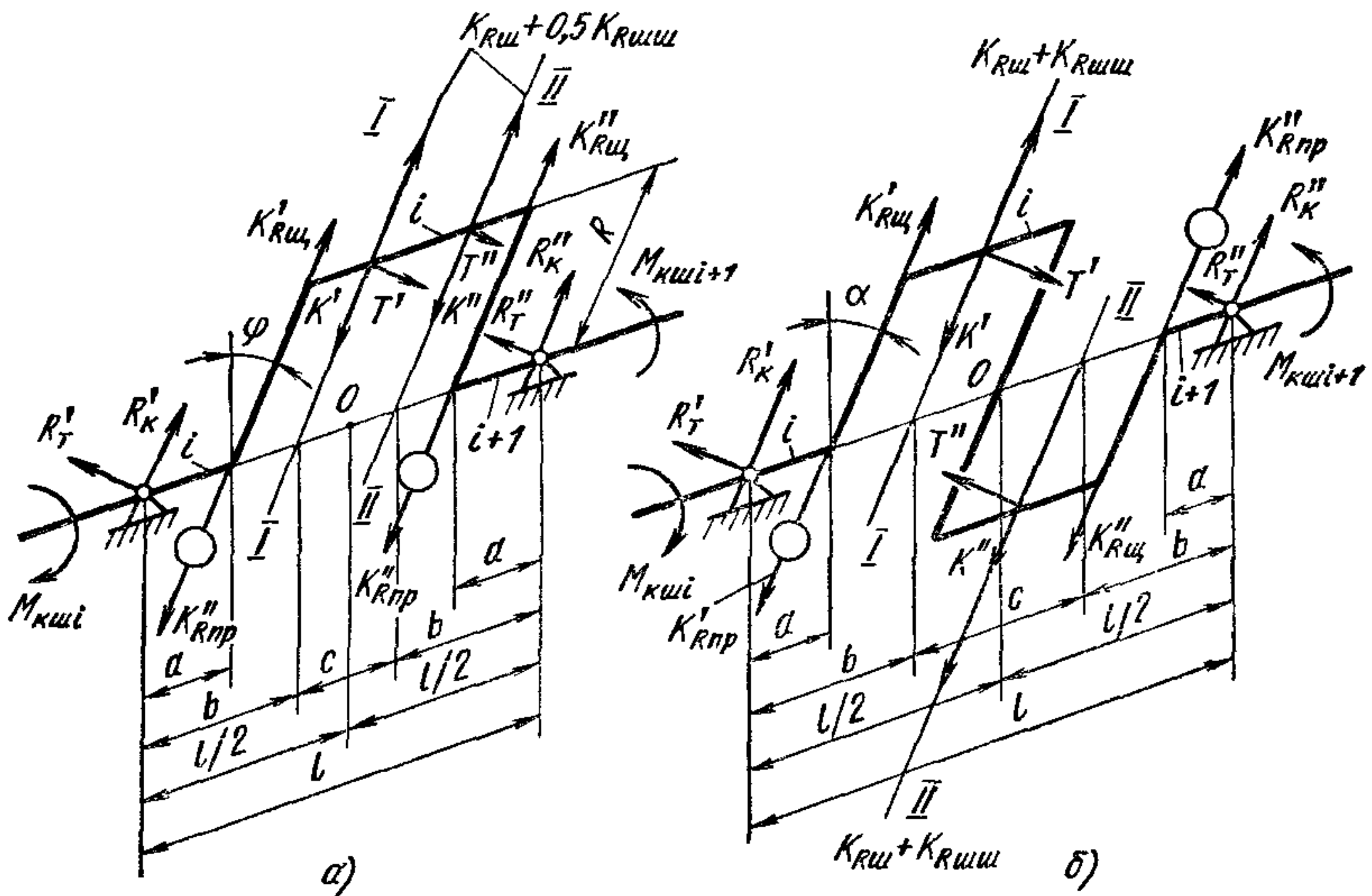


Рис. 285. Расчетные схемы двухпролетных валов:

a — с последовательным расположением шатунов на шейке; *б* — двухколенного

Расчет двухпролетного коленчатого вала. Коренные шейки. Шейки двухпролетных валов (рис. 285) рассчитывают исходя из величины набегающих моментов по тому же методу, что и шейки полноопорного вала.

Для расчета шатунных шеек и щек определяют реакции на опорах, а также изгибающие и скручивающие моменты. При расчете вала (рис. 285, *a*) центробежные силы K'_R и K''_R соответственно

равны:

$$K'_R = K_{R_{III}} + 0,5K_{R_{III,III}} + K'_{R_{III}} - K'_{R_{IIIP}}$$

и

$$K''_R = K_{R_{III}} + 0,5K_{R_{III,III}} + K''_{R_{III}} - K''_{R_{IIIP}};$$

при этом $K_R = K'_R + K''_R$.

Реакции на левой опоре от сил K'_1 , K'' , K'_R и K''_R в вертикальной плоскости

$$R'_K = K' (c + b)/l - K'_R (c + b)/l + K'' (b/l) - K''_R (b/l),$$

а от сил T' и T'' в горизонтальной плоскости

$$R'_T = T' (c + b)/l + T'' (b/l).$$

При равенстве сил $K'_R = K''_R = 0,5K_R$ путем некоторых простых преобразований получим

$$R'_K = K' + (K'' - K') (b/l) - 0,5K_R$$

и

$$R'_T = T' + (T'' - T') (b/l). \quad (285)$$

Реакции на правой опоре

$$R''_K = K'' + (K' - K'') (b/l) - 0,5K_R$$

и

$$R''_T = T'' + (T' - T'') \frac{b}{l}. \quad (286)$$

При расчете двухпролетного вала (рис. 285, б) центробежные силы вращающихся масс кривошипа

$$K'_R = K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}} + K'_{R_{III}} - K'_{R_{IIIP}}$$

и

$$K''_R = K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}} + K''_{R_{III}} - K''_{R_{IIIP}}.$$

Вертикальная реакция на левой опоре

$$R'_K = K' (c + b)/l - (K'_{R_{III}} - K'_{R_{IIIP}}) (l - a)/l - (K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}}) \times \\ \times (c + b)/l + K'' (b/l) + (K''_{R_{III}} - K''_{R_{IIIP}}) (a/l) + (K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}}) (b/l).$$

В случае равенства центробежных сил $K'_{R_{III}} = K''_{R_{III}} = K_{R_{III}}$ и $K'_{R_{IIIP}} = K''_{R_{IIIP}} = K_{R_{IIIP}}$ имеем $K_R = K'_R = K''_R$.

Проведя ряд преобразований, получим

$$R'_K = K' + (K'' - K') (b/l) - (K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}}) (c/l) - (K_{R_{III}} - K_{R_{IIIP}}) \times \\ \times [1 - 2(a/l)].$$

Соответственно вертикальная реакция на правой опоре

$$R''_K = K'' + (K' - K'') (b/l) + (K_{R_{III}} + K_{R_{III,III}}) (c/l) + \\ + (K_{R_{III}} - K_{R_{IIIP}}) [1 - 2(a/l)].$$

Реакции R'_T и R''_T в горизонтальной плоскости определяют из выражений (285) и (286) с учетом направлений сил T' и T'' .

Изгибающие моменты в плоскости кривошипа при подсчете напряжений изгиба в плоскости действия сил K (рис. 285, а, б) опре-

деляют для двух сечений. Для сечения $I-I$

$$M_{zI-I} = R'_K b + (K'_{R_{ш}} - K'_{R_{пр}}) (b - a);$$

для сечения $II-II$

$$M_{zII-II} = R'_K (b + c) + (K'_{R_{ш}} - K'_{R_{пр}}) (b + c - a) + (K_{R_{ш}} + K_{R_{ш,ш}} - K') c.$$

Аналогично в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, изгибающий момент для сечения $I-I$

$$M_{TI-I} = R'_T b;$$

для сечения $II-II$

$$M_{TII-II} = R'_T (b + c) - T' c.$$

Момент, скручивающий шатунные шейки вала,

$$M_{ш,шi} = M_{K,шi} + R'_T R.$$

Для определения запасов прочности находят максимальные и минимальные действующие моменты и подсчитывают напряжения аналогично тому, как это делалось для полноопорного вала.

Для щек рассчитывают нормальные напряжения от изгибающего момента $M'_{ш} = R'_K a$ и от силы $P_{ш}$, растягивающей или сжимающей щеку. Кручение щеки происходит под действием момента $R'_T a$. Напряжения и запасы прочности крайних щек кривошипа подсчитывают так же, как для полноопорного вала.

§ 3. Методы упрочнения коленчатых валов

Упрочнение коленчатого вала для повышения его усталостной прочности достигается конструктивными мероприятиями и технологическими методами, предусматривающими поверхностное упрочнение с помощью специальной механической, а также термической и химико-термической обработки.

Наиболее эффективные конструктивные мероприятия по упрочнению сводятся к приданию элементам вала и их сопряжениям таких геометрических форм, при которых уменьшаются коэффициенты концентраций напряжений K_σ и K_τ и пропорционально им увеличиваются переменные составляющие цикла напряжений σ_a и τ_m , входящие в уравнения, определяющие запасы прочности. В настоящее время накоплено большое количество экспериментальных данных о влиянии различных конструктивных решений на эффективные коэффициенты концентрации и усталостную прочность отдельных элементов вала, из которых надо обратить внимание на следующие.

1. Перекрытие шеек вала, оцениваемое абсолютной величиной $A = 0,5(d_{ш,ш} + d_{K,ш}) - R$, сопровождается увеличением жесткости кривошипа. При перекрытии свыше 10 мм предел выносливости кривошипа при изгибе заметно повышается: при $A = 10$ мм — на 3,5%; при $A = 20$ мм — на 29%; при $A = 30$ мм — на 75%.

2. Увеличение радиуса галтели ρ (рис. 286, а) позволяет уменьшить отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений при изгибе к масштабному фактору. Для увеличения опорной поверхности шейки при одновременном уменьшении концентрации напряжений галтель делают по двум-трем сопряженным дугам различных радиусов.

3. Углубление галтели в шейку (рис. 286, б) сопровождается уменьшением концентрации напряжений. При наличии разгрузочной канавки на шейке эпюра напряжений более равномерная, с меньшими максимальными напряжениями как вдоль образующей шейки, так и по ширине щеки. Кроме того, при этом можно увеличить радиусы переходов от шейки к щеке. Следует иметь в виду,

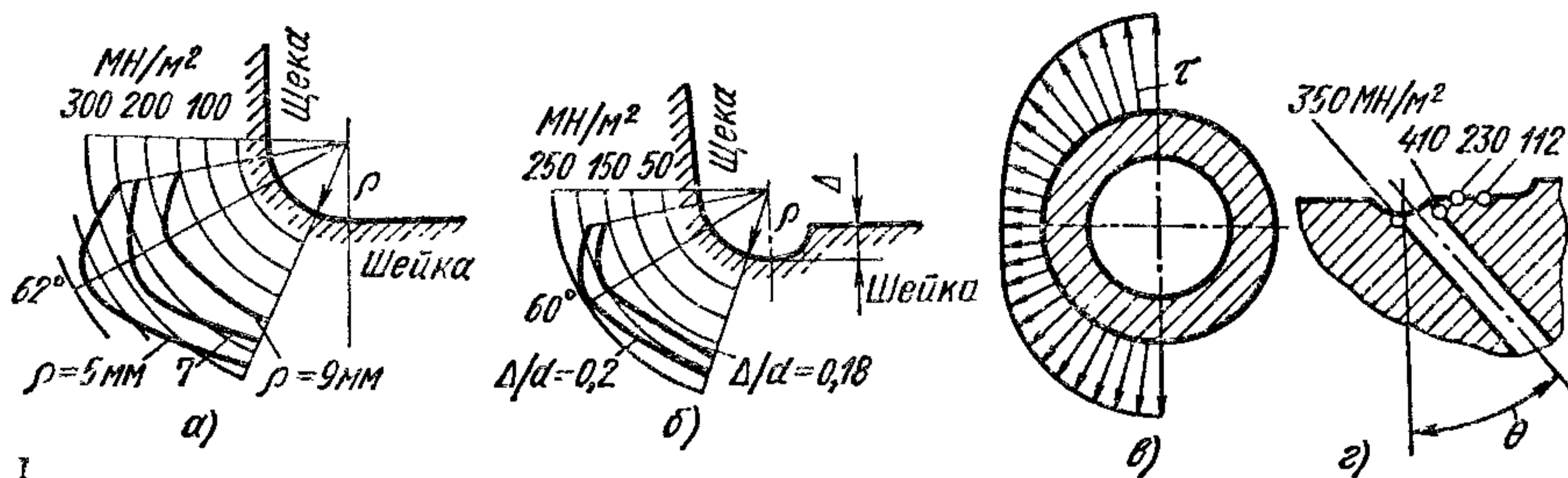


Рис. 286. Концентрации напряжений в элементах кривошипа:

а — нормальные напряжения в галтели при различных радиусах перехода; б — нормальные напряжения в галтели при разной глубине подреза в шейке; в — касательные напряжения в сечении шатунной шейки; г — у краев масляного канала

что в случае наличия на шейке разгружающей канавки усталостная прочность коленчатого вала при изгибе повышается, а при знакопеременном кручении вследствие уменьшения сечения шейки несколько снижается.

4. Эксцентричное расположение внутреннего облегчающего отверстия в шатунной шейке (см. рис. 283) относительно ее геометрической оси в сторону удаления от радиуса кривошипа (эксцентриситет e) сопровождается уменьшением напряжений изгиба у галтели и повышением усталостной прочности на 10—15%.

5. При бочкообразной форме внутренней полости шеек несколько уменьшается концентрация напряжений в галтели и повышается усталостная прочность при знакопеременном кручении. При одинаковых жесткостях вала максимальное напряжение в галтели с бочкообразными полостями шеек на 10% меньше, чем с цилиндрическими.

6. Масляное отверстие в шатунной шейке следует располагать не в плоскости кривошипа, а в перпендикулярной плоскости при $\varphi_0 = 90^\circ$ или $\varphi_0 = 270^\circ$ (см. рис. 283) в местах минимальных касательных напряжений, так как максимальные касательные напряжения τ в шатунной шейке возникают в зонах, близко расположенных к плоскости симметрии кривошипа (см. рис. 286, в).

Существующие методы местного поверхностного упрочнения с помощью специальной механической обработки сводятся к нак-

лепу поверхностей вала и полированию поверхностей масляных каналов.

При наклепе создается поверхностный слой с остаточными сжимающими напряжениями. Кроме того, при наклепе уничтожаются субмикроскопические трещины, являющиеся возможными источниками возникновения усталостного разрушения в случае прогрессивного увеличения под воздействием знакопеременных нагрузок.

Наклеп поверхностей создается обычно в местах возникновения концентрации напряжений и производится следующими способами: обкаткой галтелей роликами, обдувкой галтелей дробью; обжатием краев масляного отверстия шариком.

При обкатке роликами галтелей и обжати шариком краев масляных отверстий предел выносливости при изгибе повышается на 40%, а при кручении — на 20%. При обдувке галтелей стальной дробью выносливость вала повышается на 40%.

Химико-термическими и термическими способами общего поверхностного упрочнения являются азотирование и поверхностная закалка с помощью ТВЧ. При азотировании, как и при поверхностном наклепе, на поверхности создаются остаточные напряжения сжатия. Вследствие этого значительно повышается сопротивление статическому разрушению при сжатии. Азотирование валов, изготовленных из легированных сталей, сопровождается повышением предела выносливости: при изгибе на 60% и при кручении на 35%.

Повышение усталостной прочности при закалке поверхностей вала с помощью ТВЧ обуславливается увеличением механической прочности закаленного слоя также вследствие создания поверхностных остаточных напряжений сжатия. Исследования показали, что на участках валов без концентрации напряжений при закалке ТВЧ предел выносливости может быть повышен только в ограниченных пределах (на 15%). При наличии концентрации напряжений усталостная прочность может быть повышена примерно в 2 раза и более (в зависимости от толщины закаленного слоя).

Закалка галтелей с выходом закаленной зоны на щеку повышает усталостную прочность вала на 60%.

При неправильном подборе режимов закалки ТВЧ и температур последующего отпуска на поверхности детали могут возникнуть микротрещины, снижающие усталостную прочность.

§ 4. Материалы коленчатых валов

Валы для карбюраторных двигателей и дизелей изготовляют из сталей 45, 45А, 45Г2 и 50Г. Для дизелей, работающих в условиях высокого наддува, могут применяться легированные стали 18Х2Н4МА, и 18Х2Н4ВА, с повышенными пределами текучести и прочности. Зарубежные фирмы используют для изготовления коленчатых валов такие стали, как 40Х, 38ХМ, 40Х2НМ.

Получили большое распространение коленчатые валы, отлитые из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, модифицированного магнием; перлитного ковкого чугуна; легированного никель-

молибденового чугуна. Наибольшее применение нашли коленчатые валы двигателей из магниевого и перлитного ковких чугунов. Графит в структуре чугуна улучшает антифрикционные качества и снижает износы шеек.

В автомобильных бензиновых двигателях наибольшее распространение получили кованые коленчатые валы из углеродистой стали с закалкой шеек и галтелей ТВЧ при вращающемся вале с охлаждением под слоем жидкости или струйном с последующим низкотемпературным отпуском. Минимальная глубина закаленного слоя на шейке вала с учетом возможного перешлифования должна составлять примерно 2,0 мм и на галтели щеки примерно 1,5 мм при твердости поверхности около *HRC* 50.

Азотирование валов по сравнению с закалкой ТВЧ повышает усталостную прочность в 1,5—2,0 раза и износостойкость шеек примерно на 20%. Кроме того, улучшаются антифрикционные и антикоррозионные свойства; снимаются внутренние напряжения, возникшие при обработке резанием; в эксплуатации снижается склонность к короблению валов.

В настоящее время используют два способа азотирования: газовое, которое применяется преимущественно для валов из хромо-молибденовых сталей, и жидкостное (скоростное под названием «тенифер»).

Процесс жидкостного азотирования в ванне с расплавленными цианистыми солями при температуре примерно 570° С продолжается около 3 ч (вместо 60 ч для газового азотирования). Этот способ азотирования создает широкие перспективы для внедрения нелегированных и малолегированных низкоуглеродистых и среднеуглеродистых сталей; позволяет отказаться от защиты резьбы и масляных каналов. При жидкостном азотировании образуются два слоя: верхний толщиной 1,2—1,6 мм с содержанием 6,5—8% N₂ и 0,8—1,0% С, и твердостью *HRC* до 800, обеспечивающий высокую износостойкость, и нижний — диффузионный, глубиной 0,3—0,5 мм, при котором повышается усталостная прочность. Долговечность коленчатых валов с газовым азотированием до перешлифования составляет до 600 тыс. км пробега автомобиля.

МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 1. Конструктивный обзор

Процесс газообмена в четырехтактных двигателях обеспечивается совместной работой клапанов, их механизмов привода и распределительного вала с механизмом передач, получающим вращение от ведущей шестерни коленчатого вала.

Конструкция механизма газораспределения (рис. 287) зависит от:

- 1) расположения клапанов в блоке цилиндров (нижнее) или в головке (верхнее);
- 2) формы камеры сгорания;
- 3) размещения клапанов (последовательное одностороннее в направлении продольной оси двигателя или поперечное двустороннее) и числа одноименных клапанов;
- 4) установки распределительного вала (нижний или средний в блоке цилиндров или верхний в головке);
- 5) типа толкателей (плоские, роликовые, выпуклые, рычажные);
- 6) конструкции коромысел (одно- или двухплечие рычаги, траверса на два одноименных клапана);
- 7) числа и типа пружин (цилиндрические, конические, торсионные и др.);
- 8) типа механизма передачи, передающего вращение от ведущей шестерни коленчатого вала к распределительному (зубчатая передача с цилиндрическими или коническими шестернями с промежуточными валиками, цепная передача или комбинированная).

В существующих двигателях применяют исключительно клапанные механизмы, обеспечивающие достаточно совершенный процесс газообмена на высоких скоростных режимах и при большом давлении наддува. Эффективность процесса газообмена в многоцилиндровых двигателях оценивают средним для всех цилиндров коэффициентом наполнения и равномерностью наполнения отдельных цилиндров.

В карбюраторных двигателях применяют главным образом механизмы газораспределения с верхним расположением клапанов (рис. 287 *a—в, д — и*).

Наибольшее распространение получили механизмы в сочетании с цилиндрическими (см. рис. 287, *a*), клиновидными (см. рис. 287, *e*) и полусферическими (см. рис. 287, *б, в*) камерами сгорания.

В двигателях с цилиндрическими и клиновидными камерами клапаны обычно располагают последовательно в один ряд параллельно продольной оси двигателя (см. рис. 287, а). В полусферических камерах клапаны большей частью размещают в поперечной плоскости (см. рис. 287, б). При расположении клапанов в продольной плоскости (рис. 287, в) требуется удлинять впускные каналы и усложняется механизм привода. В полусферических камерах угол развала между осями клапанов при поперечном их расположении $\beta_{вп} + \beta_{вып} \approx 70^\circ$, а при продольном 55° .

Углы наклонов осей разноименных клапанов относительно продольной оси цилиндра обычно одинаковы, т. е. $\beta_{вп} = \beta_{вып}$. В ряде моделей при относительно малом угле между осями клапанов (около 55°) угол наклона оси впускного клапана $\beta_{вп} \approx 40^\circ$. С увеличением угла наклона $\beta_{вп}$ форму канала удается сделать более плавной, а следовательно, уменьшаются гидравлические сопротивления.

При развале клапанов в продольной плоскости головки уменьшение угла $\beta_{вп} + \beta_{вып}$ вызывается трудностями размещения пружин (рис. 287, в). Величина угла между осями клапанов в этих двигателях практически не влияет на длину каналов и их форму.

В полусферических камерах сгорания относительные диаметры горловин достигают наибольших значений: $d_{гвп}/D = 0,46 \div 0,52$. В этом случае каналы разноименных клапанов, направленные в разные стороны, могут иметь большие проходные площади и спрямленные формы.

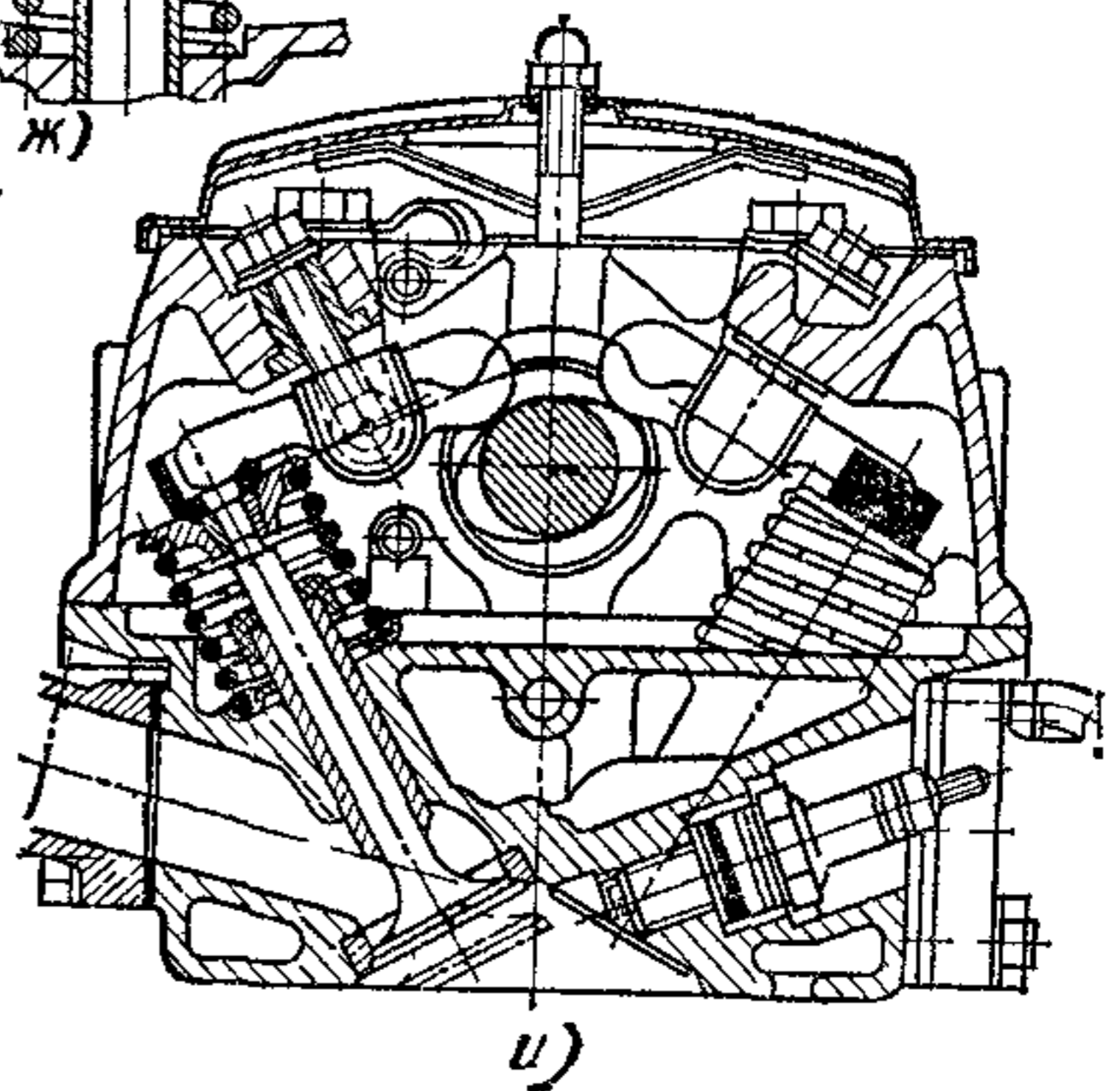
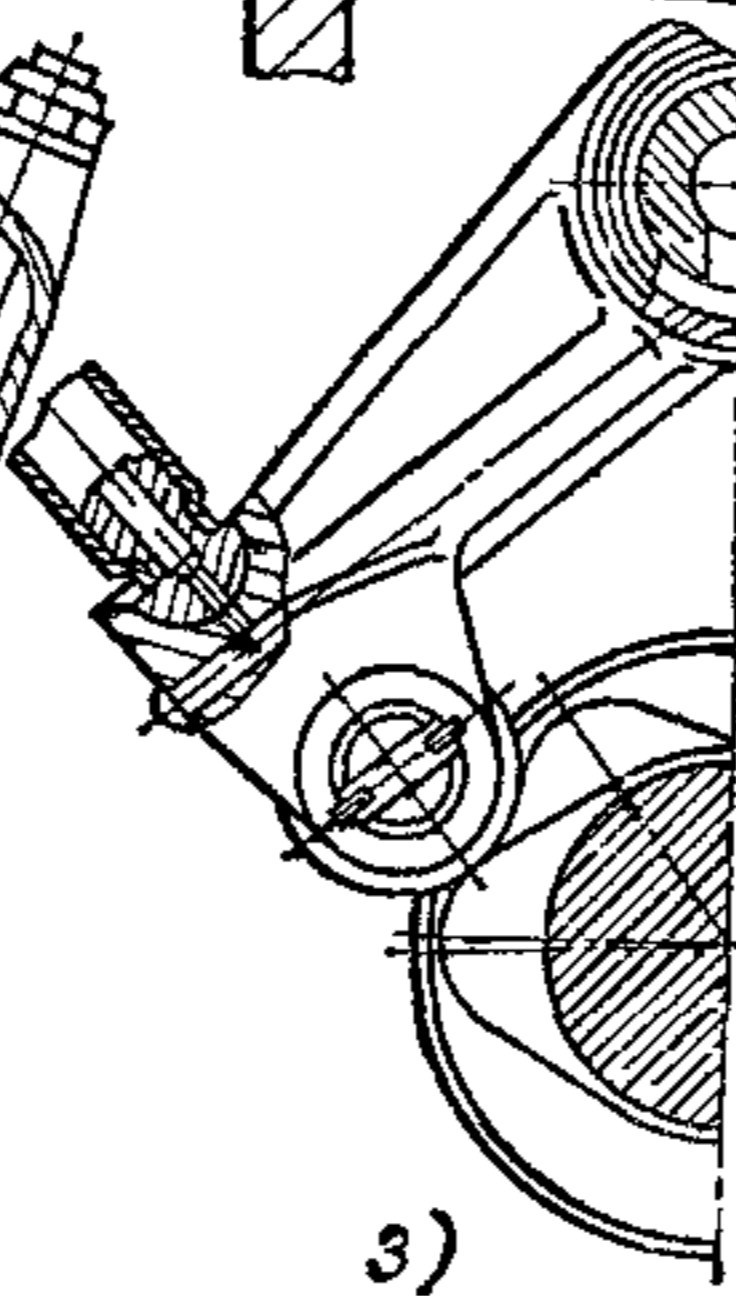
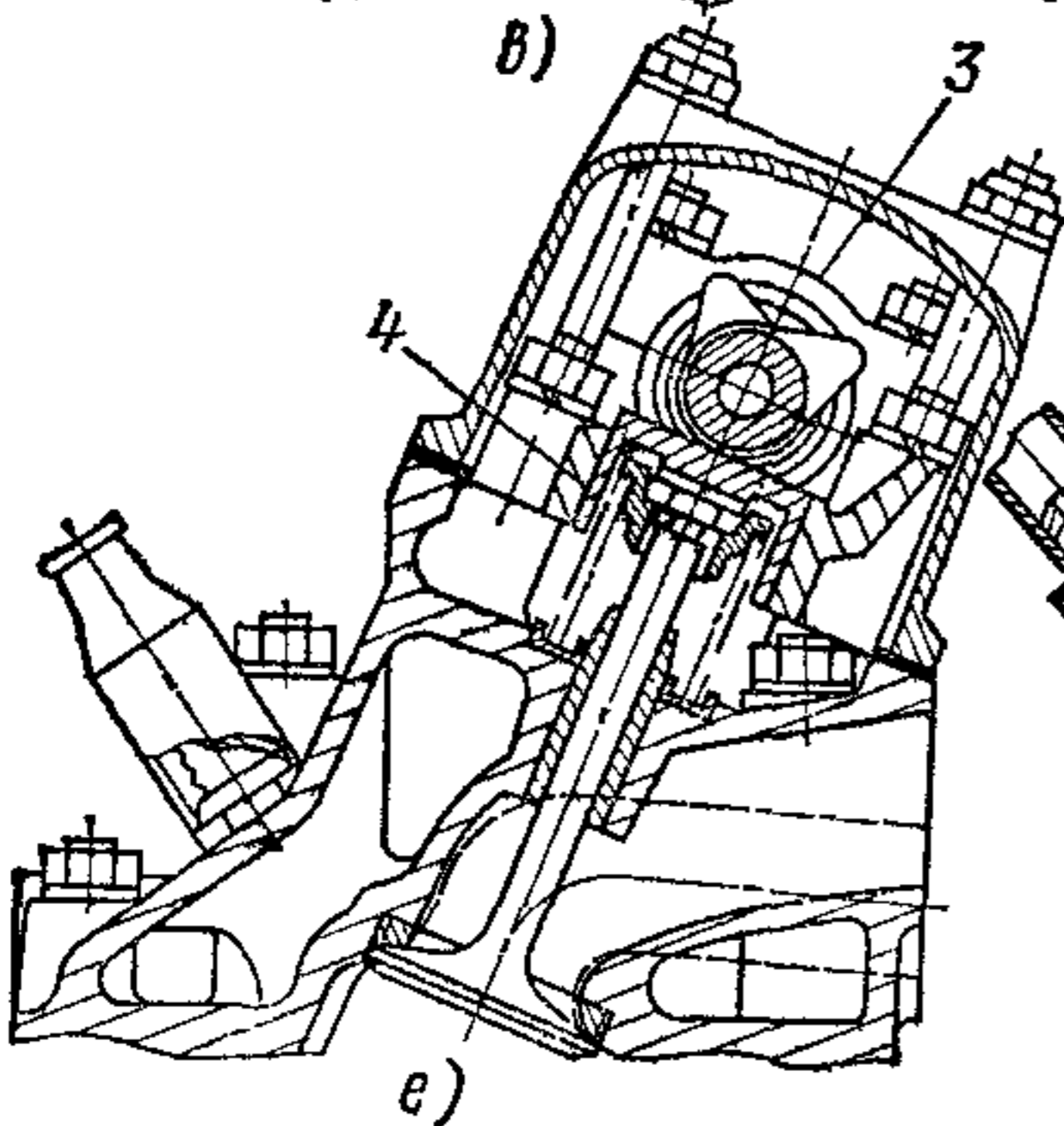
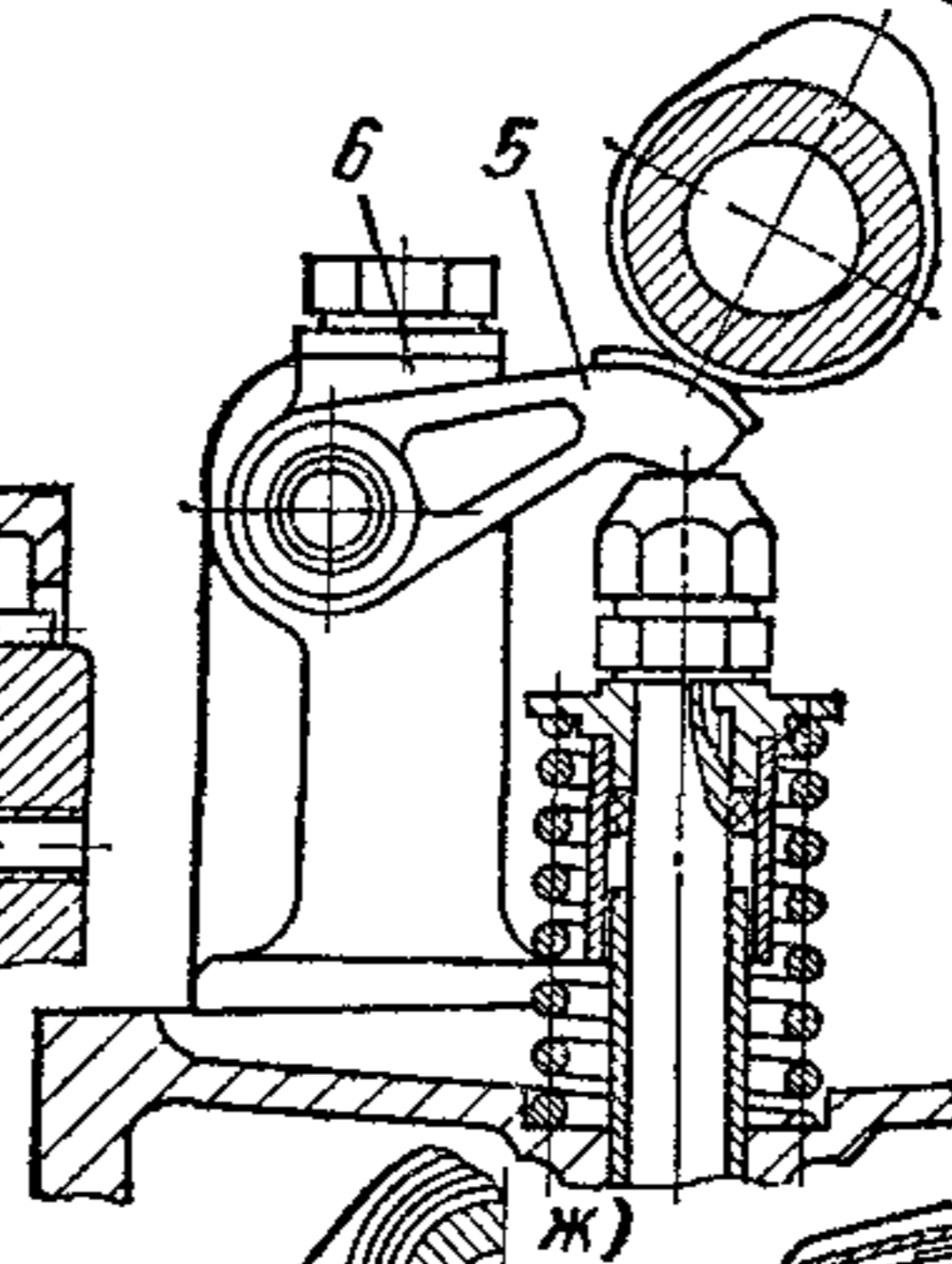
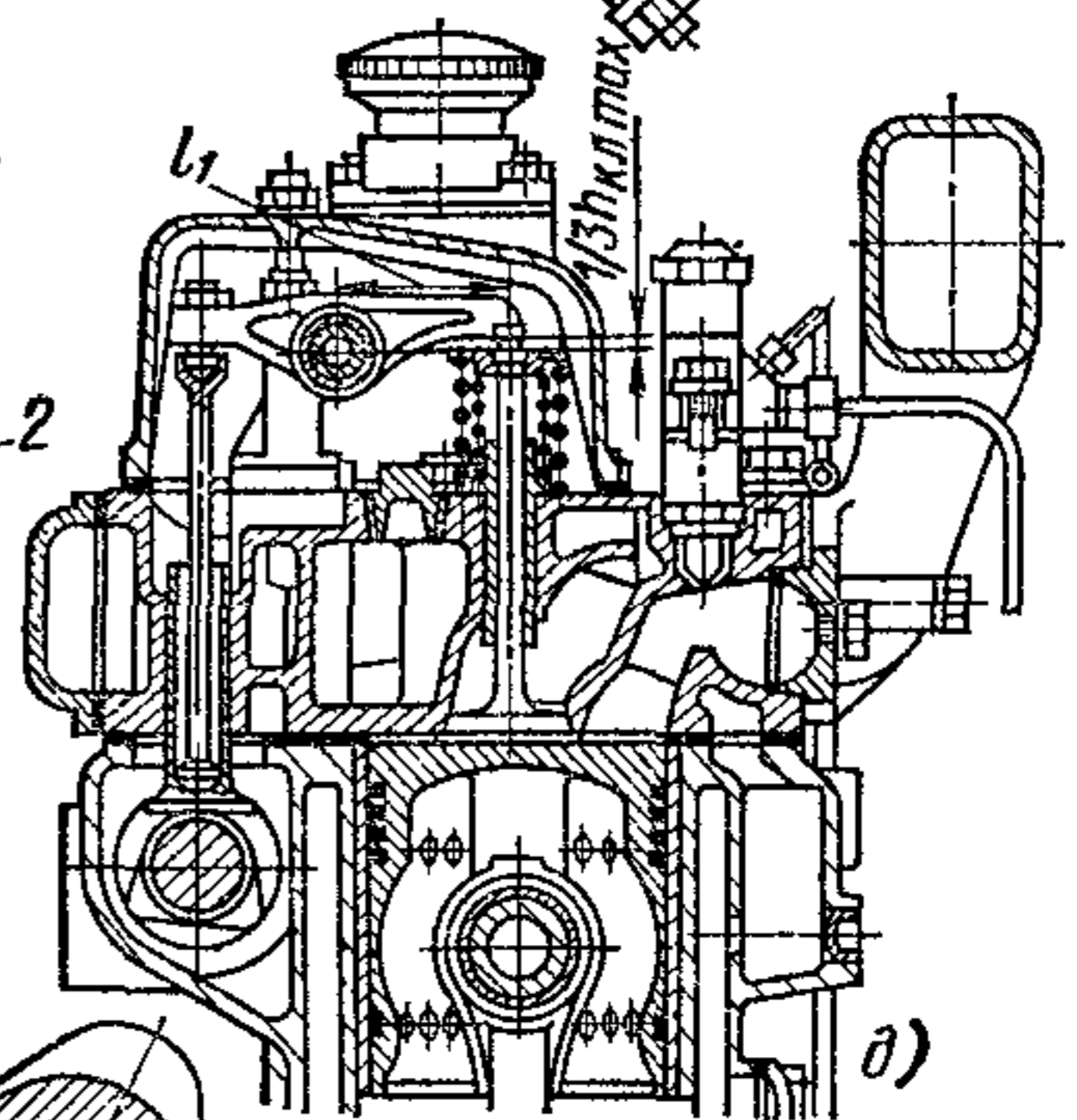
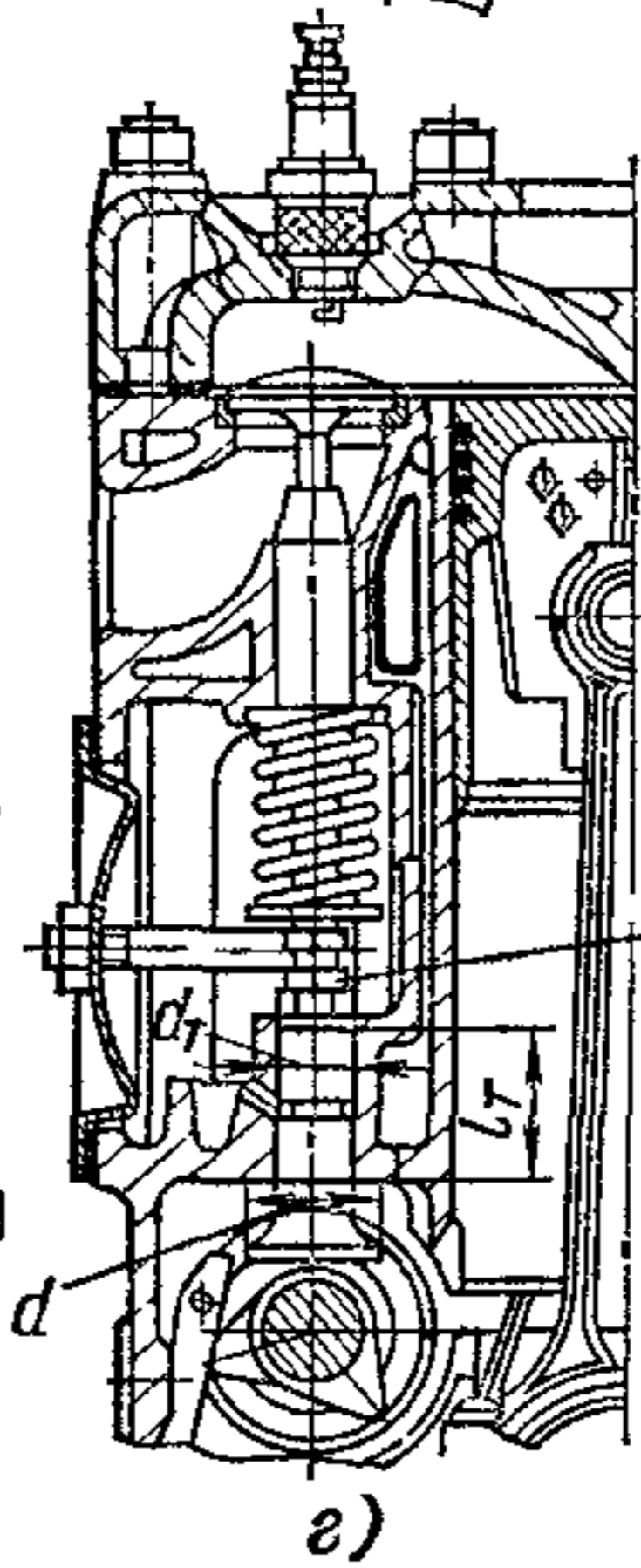
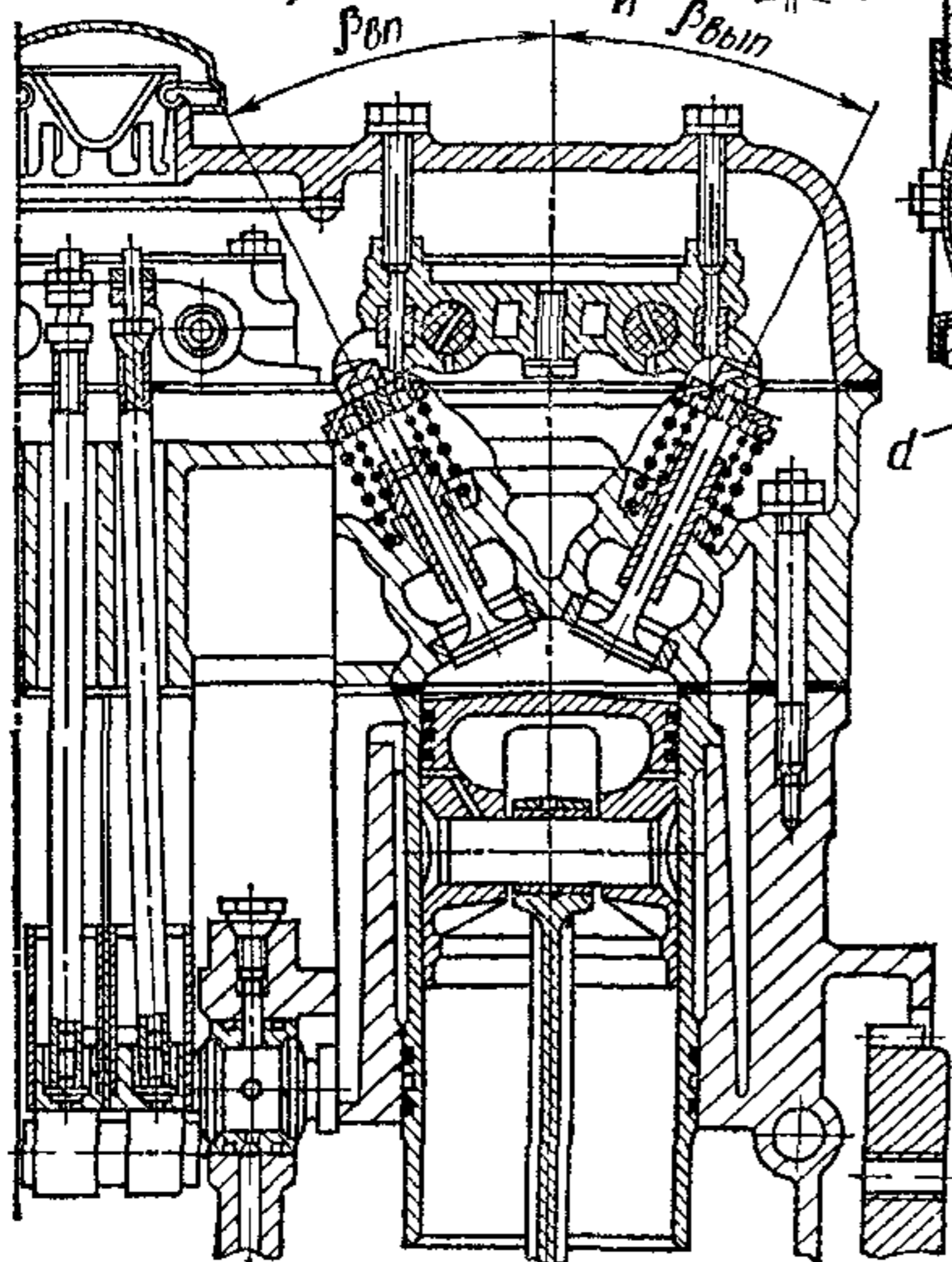
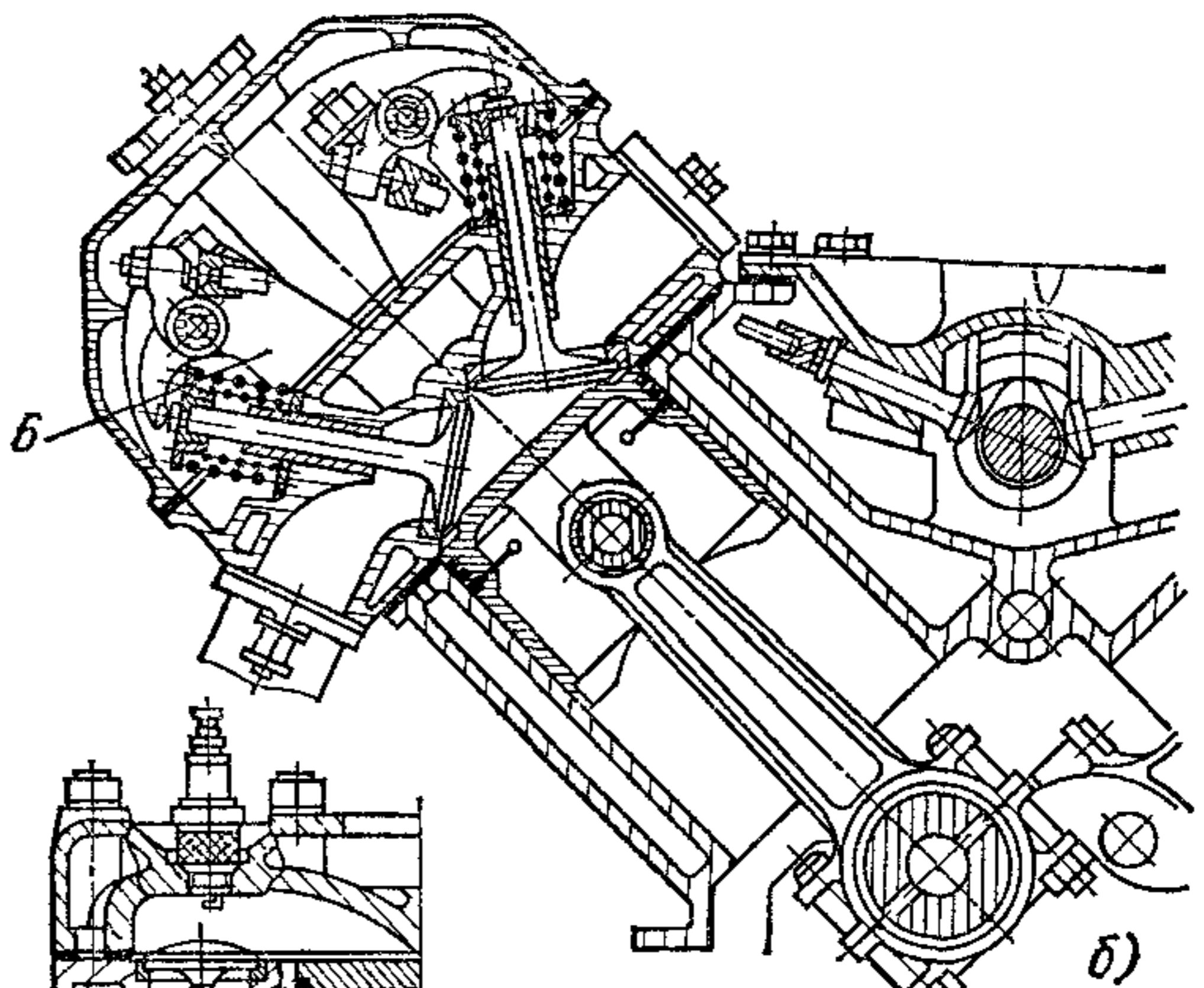
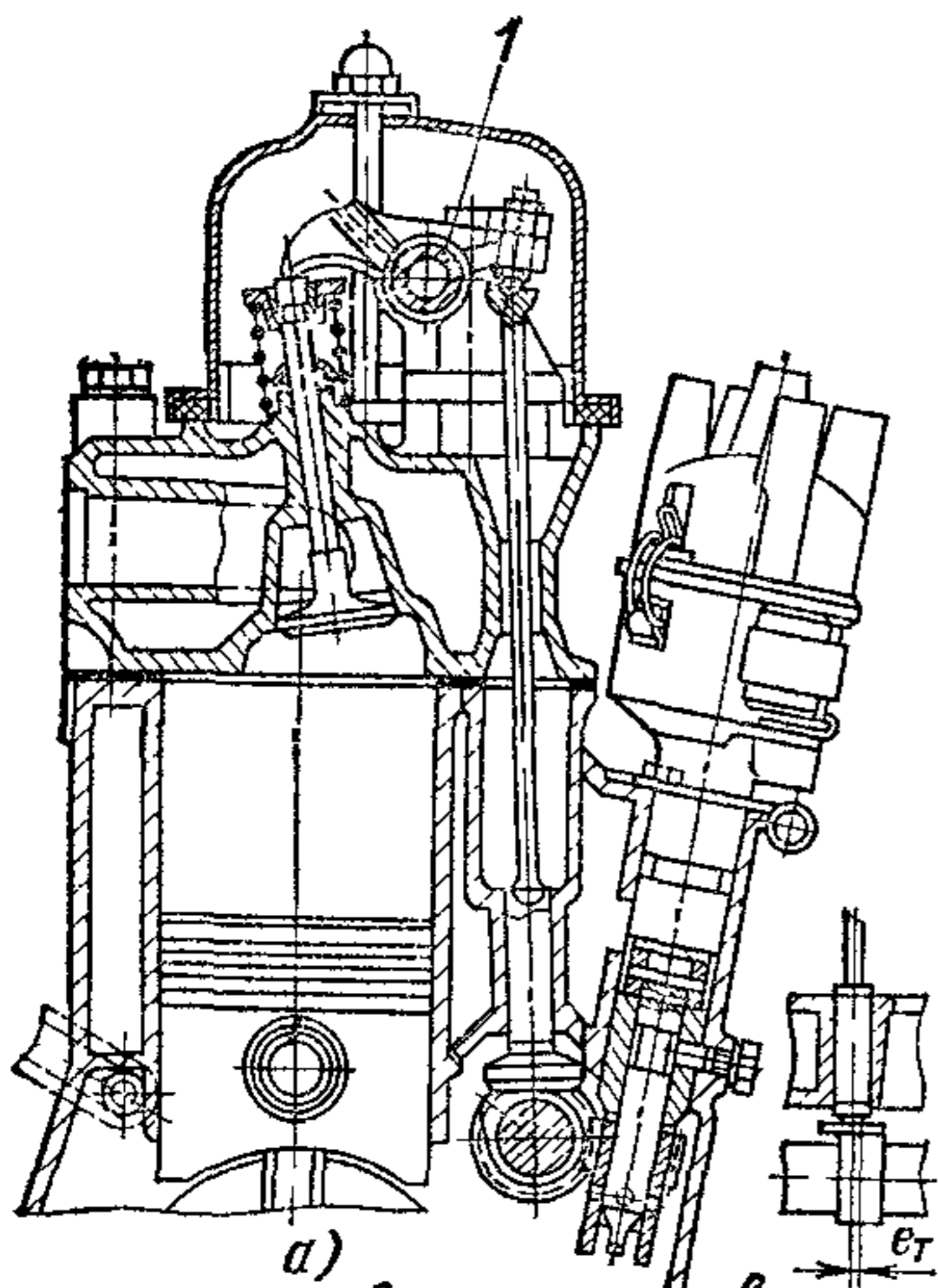
В клиновидных и плоскоовальных камерах оси разноименных клапанов обычно параллельны. Для увеличения диаметра клапанов камеры сгорания иногда выходят за контур цилиндра. Относительные диаметры впускных клапанов в камерах последних двух типов несколько меньше, чем у полусферических ($d_{гвп}/D = 0,42 \div 0,46$).

При использовании винтовых впускных каналов для повышения скорости распространения фронта пламени бензиновых двигателей применяют симметричные камеры сгорания, чаще всего в виде цилиндрических или конических углублений в поршне (рис. 257, д). При этом клапаны обычно располагают вертикально или с небольшим развалом.

В дизелях используют исключительно газораспределительные механизмы с верхними клапанами. При вихрекамерном и предкамерном смесеобразовании относительные диаметры горловин $d_{гвп}/D$ впускных клапанов невелики, колеблются в пределах $0,35—0,40$. В дизелях с непосредственным впрыском это отношение достигает $0,38—0,42$. Невозможность увеличения проходных сечений каналов объясняется размещением в головках цилиндров вихревых камер, предкамер и приливов под форсунку и свечу.

Механизм привода. При проектировании механизма привода стремятся по возможности приблизить распределительный вал к клапанам, что позволяет уменьшить поступательно движущиеся массы и увеличить общую жесткость механизма привода.

Периодически повторяющиеся упругие деформации изгиба, сжатия и кручения в отдельных деталях привода вызывают колебатель-



ные процессы, сопровождающиеся нарушением работы всего механизма, смещением геометрических фаз газораспределения, отскакиванием толкателя от кулачка и повышением шума при работе. С увеличением частоты вращения вала двигателя силы инерции значительно возрастают, что вынуждает во избежание кинематического размыкания механизма повышать усилия пружин и жесткость механизма привода, включая распределительный вал.

Суммарные силы, действующие в механизме привода, достигают в быстроходных двигателях больших значений. Необходимость уменьшения сил инерции поступательно движущихся масс или их ограничения при форсировании двигателей по частоте вращения привела к созданию двигателей со средним (рис. 287, *д*) и верхним (рис. 287, *е—и*) размещением распределительного вала. В этих случаях удалось совместить два противоречивых требования — уменьшения масс и повышения общей жесткости механизма привода.

С уменьшением длины штанги значительно повышается общая жесткость механизма привода. Исследования показали, что деформация длинной штанги при нижнем расположении вала составляет около 25—30% суммарной деформации всех звеньев механизма привода. В дизелях при длинных штангах деформации штанг достигают 55% суммарной деформации.

Наиболее перспективными механизмами привода для карбюраторных двигателей с частотой вращения 5000—6500 об/мин следует считать конструкции с верхним расположением распределительного вала (рис. 287, *е—и*).

Передача движения наклонным клапанам от нижнего вала может быть осуществлена через толкатели, штанги (с углом наклона до 5—8° к оси толкателя) и двуплечие коромысла (рис. 287, *а* и *б*). В V-образных двигателях распределительный вал целесообразно размещать в развале цилиндров (рис. 287, *б*).

В двигателях с последовательным размещением разноименных клапанов по одной оси при верхнем расположении распределительного вала движение клапанам передается через одноплечие рычаги 5 (рис. 287, *ж*) или цилиндрические толкатели 4 (рис. 287, *е*). Подобные конструкции имеют незначительное число поступательно движущихся деталей с относительно малой массой и обладают высокой жесткостью.

При нижнем расположении распределительного вала вместо цилиндрического толкателя иногда применяют рычажные и роликовые толкатели (рис. 287, *з*).

Ведущие шестерни в большинстве двигателей размещают в передней части коленчатого вала (см. рис. 245). В быстроходных ди-

Рис. 287. Конструкции механизмов газораспределения:

а — при верхних клапанах, нижнем распределительном вале и овальной камере сгорания; *б* — при верхних клапанах, расположенных в поперечной плоскости, при поднятом распределительном вале и полусферической камере сгорания; *в* — при верхних клапанах, расположенных в продольной плоскости, нижнем распределительном вале и полусферической камере сгорания; *г* — при нижних клапанах; *д* — при среднем расположении распределительного вала; *е* — при верхнем распределительном вале и цилиндрическом толкателе; *ж* — при верхнем распределительном вале и рычажном толкателе; *з* — при нижнем рычажном роликовом толкателе; *и* — опорой рычагов в крышке клапанов

зелях при длинных коленчатых валах ведущие шестерни иногда устанавливают со стороны маховика, вблизи узла крутильных колебаний.

Привод распределительных валов осуществляется с помощью:

1) цилиндрических шестерен с косыми зубьями;

2) конических шестерен с промежуточными торсионными валами (см. рис. 247, б);

3) металлических цепных передач различных типов (рис. 288, а и б) и передач зубчатыми ремнями из неопрена со стекловолокном (рис. 288, в), армированными стальными тросиками, и покрытыми слоем нейлона для уменьшения трения и повышения износостойкости.

При нижнем расположении распределительного вала чаще всего используют цилиндрические шестерни с косыми зубьями. Для уменьшения шума устанавливают шестерни из текстолита, напрессованного на металлическую ступицу. Все большее распространение получают шестерни, изготовляемые отливкой под давлением из пластмасс.

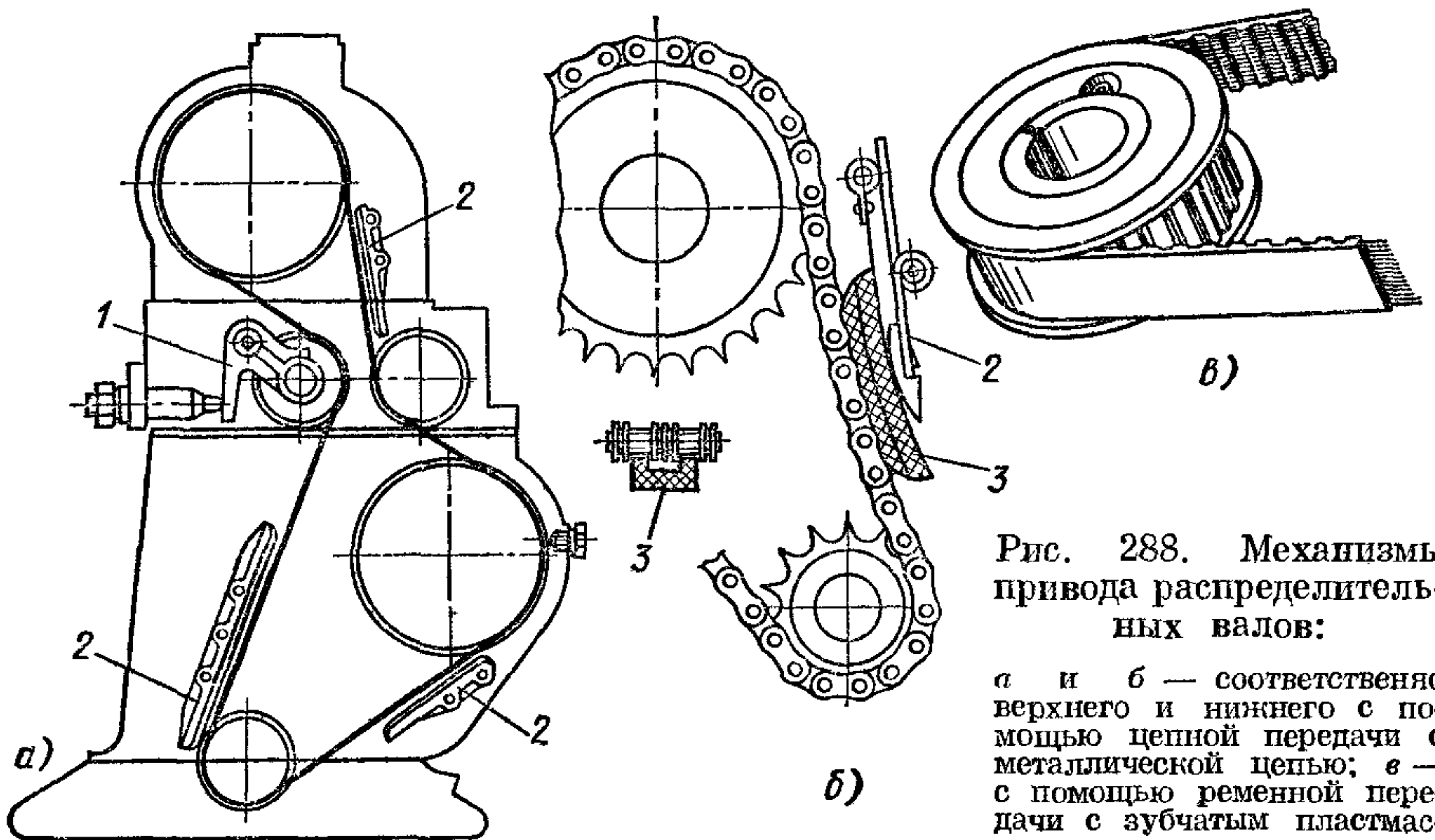


Рис. 288. Механизмы привода распределительных валов:

а и б — соответственно верхнего и нижнего с помощью цепной передачи с металлической цепью; в — с помощью ременной передачи с зубчатым пластмассовым ремнем

В случае среднего и верхнего размещения распределительного вала при создании механизма передач, состоящего из большого числа цилиндрических шестерен, трудно обеспечить соосность шестерен. С увеличением числа шестерен возрастает также уровень шумов. Поэтому валы, расположенные в головке, приводятся в движение обычно с помощью цепных передач (рис. 288, а) или конических шестерен с промежуточными торсионными валами (см. рис. 247, б).

Широко распространены цепные передачи, с помощью которых можно кинематически связывать валы с большими межосевыми расстояниями. Соединяемые цепью валы могут быть размещены в различных деталях с промежуточной упругой прокладкой между

ними, например в блок-картере и головке цилиндров. Соблюдение точности межосевого расстояния значения не имеет, так в цепных передачах устанавливают натяжные приспособления (рис. 288, а) для компенсации износа звеньев цепи и неизбежного удлинения ее во время эксплуатации. Цепи натягивают вручную при очередном техническом обслуживании двигателя или автоматически действующими приспособлениями и механизмами, обеспечивающими постоянство силы натяжения.

Натяжное приспособление представляет собой подвижную звездочку, установленную на качающемся рычаге 1 (рис. 288, а) или эксцентриковый валик, поворачиваемый с помощью гидравлических или пружинных устройств.

Под действием переменных передаваемых моментов и вследствие неравномерного вращения распределительного вала возникают вынужденные колебания цепей, вызывающие на некоторых режимах работы двигателя резонансные колебания с большими амплитудами. Для предотвращения колебаний вдоль цепей устанавливают успокоители 2 с привулканизированными резиновыми профильными накладками 3 (рис. 288, б).

Для передач с большими межосевыми расстояниями нашли преимущественное распространение втулочно-роликовые цепи. Пластинчатые цепи применяют реже и главным образом в передачах с малым межосевым расстоянием.

Распределительный вал. При размещении распределительного вала в блок-картере его устанавливают в неразъемные подшипники. Вал вставляют с торца двигателя, и последняя опора вала проходит последовательно через все подшипники. Вследствие этого диаметры опор должны последовательно уменьшаться, начиная с опоры со стороны шестерни привода.

При размещении распределительного вала в головке можно применять разъемные подшипники 3 (рис. 287, е), которые обычно выполняют непосредственно в теле опорных стоек, если они отлиты из алюминиевого сплава.

С увеличением частоты вращения валов двигателей возрастают силы, действующие в механизме привода клапанов, поэтому жесткость распределительных валов также должна повышаться. Одним из конструктивных решений является переход на однопролетные валы. Величину пролета между опорами в случае применения литых валов целесообразно уменьшать.

Распределительные валы фиксируют от осевых перемещений, чтобы положение ведомой шестерни оставалось неизменным. Фиксация может осуществляться пластинками 3 (рис. 289, б), входящими с небольшим зазором Δ в пространство между ступицей шестерни и первой опорной шейкой вала (двусторонняя фиксация), подвижными упорами 4 (рис. 289, е) с пружиной (односторонняя фиксация) или фланцами 1 (рис. 289, а), выточенными вместе с валиком, которые упираются в торцы опорной стойки 2.

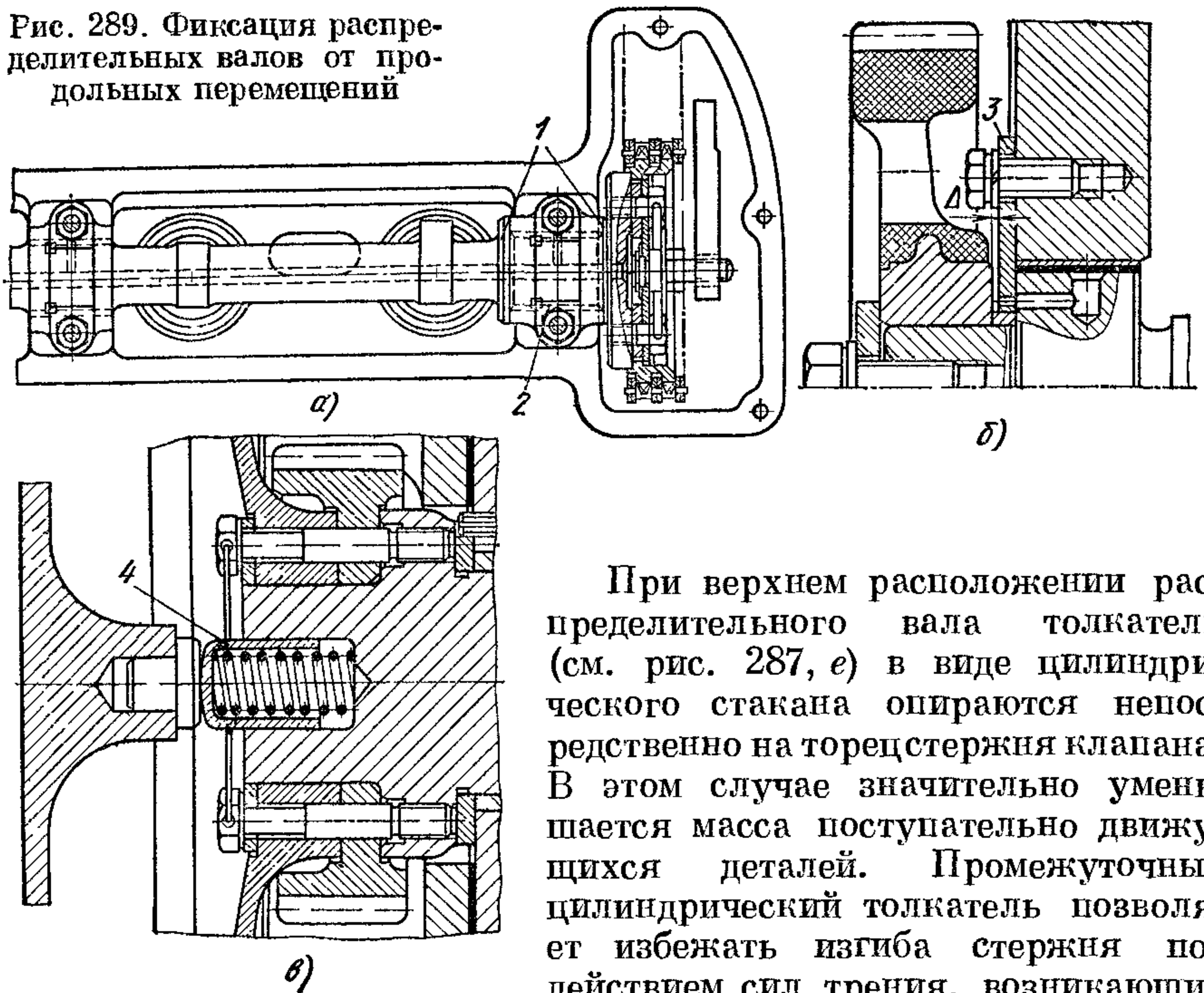
Диаметр распределительных валов, по статистическим данным, для большинства моделей двигателей изменяется в пределах (0,28—

0,35) *D*. Верхний предел относится к более быстроходным двигателям и к двухпролетным валам.

К подшипникам нижнего распределительного вала смазка подается по каналам *З* (см. рис. 238, *a*), просверленным в блоке.

Толкатели. Соприкасающиеся с кулачками и передающие движение последующим звеньям механизма привода толкатели могут быть выполнены в виде цилиндрических стаканов, а также грибковыми и рычажными. На рис. 287 и 290 изображены толкатели различных типов: грибковые (рис. 287, *a*, *b* и *д*), цилиндрические (см. рис. 287, *e* и *e* и рис. 290, *б*), грибковый с проточкой *1* (рис. 290, *a*) на цилиндрической части для рычага *2* декомпрессионного механизма и рычажные — вышуклый (см. рис. 287, *ж*) и роликовый (см. рис. 287, *з*).

Рис. 289. Фиксация распределительных валов от продольных перемещений



При верхнем расположении распределительного вала толкатели (см. рис. 287, *e*) в виде цилиндрического стакана опираются непосредственно на торец стержня клапана. В этом случае значительно уменьшается масса поступательно движущихся деталей. Промежуточный цилиндрический толкатель позволяет избежать изгиба стержня под действием сил трения, возникающих на торце стержня и кулачка.

Износостойкость толкателя определяется площадью проекции несущей боковой поверхности $l_T d_T$ (рис. 287, *e*). Длина несущей поверхности в блоке или головке меньше длины цилиндрической части толкателя на величину максимального подъема клапана $h_{кл\max} + (3 \div 5)$ мм. В двигателях, в которых, по габаритным соображениям, можно разместить только короткий толкатель (рис. 287, *e*), его диаметр стремятся по возможности увеличить. В конструкциях, аналогичных изображенной на рис. 287, *e*, отно-

шение длины толкателя к его диаметру $l_T/d_T = 0,6$, а в двигателях с расположением распределительного вала в блок-картере $l_T/d_T = 2,0 \div 2,2$. Грибковые толкатели имеют большее отношение l_T/d_T , равное $2,8-3,5$ (рис. 287, а, б, г и д). Относительный диаметр опорной тарелки грибкового толкателя в среднем составляет $1,6-2,2$ (рис. 287, г).

Сферическую опору для штанги обычно делают в дне стакана толкателя (рис. 287, в и д и 290, б). В грибковых толкателях опору часто располагают в верхней части толкателя (рис. 287, а и б), при этом опора может быть в виде чашки 3 (рис. 290, а), обработанной непосредственно в теле толкателя или запрессованной в него.

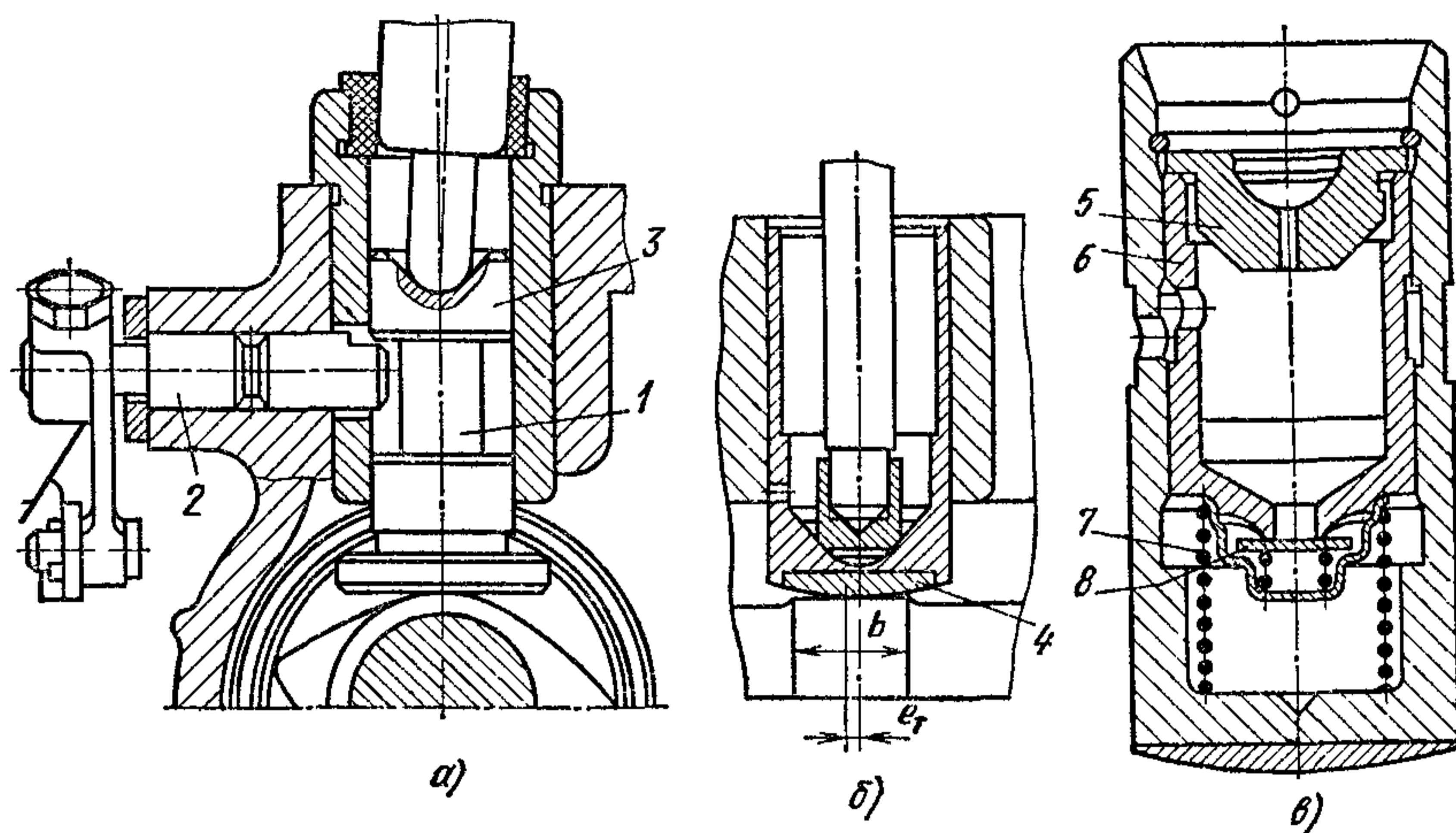


Рис 290. Цилиндрические толкатели:

а — грибковый; б — цилиндрический, выпуклый с износостойкой вставкой; в — гидравлический

При боковом расположении нижних клапанов в торец толкателя ввертывают болт 2 (рис. 287, г) для регулировки зазора в механизме привода. Торец стержня клапана опирается на закаленную поверхность головки болта. Контактная опора 4 с кулачком изготавливается с высокой твердостью.

Продольную ось толкателя обычно смещают по отношению оси симметрии кулачка на величину e_T (рис. 287, а и 290, б). В этом случае силы, действующие по оси толкателя и передающие со стороны клапанного механизма, не совпадают с силами реакции на кулачке, вследствие этого на поверхности контакта создается момент трения, под действием которого толкатель вращается вокруг своей оси. Это обеспечивает равномерный износ контактирующих поверхностей. Опорную поверхность толкателя делают в виде сферы большого радиуса ($700-900$ мм), а поверхность кулачка конической. При контакте конической поверхности кулачка со сферической опорой толкателя (рис. 290, б) уменьшаются местные износы, возникающие из-за производственных неточностей: неперпендику-

лярности осей толкателя и распределительного вала, нецилиндричности кулачков, несоосности опор вала, а также вследствие нарушения перпендикулярности осей толкателя и кулачка в результате упругих деформаций вала.

Все большее распространение в быстроходных двигателях получают гидравлические толкатели без зазоров. Наличие в механизме привода упругого элемента в виде гидравлического толкателя позволяет:

1) обеспечить безударное набегание толкателя на кулачок и сбегание с него;

2) избежать повторяющихся отскакиваний клапана от седла после его посадки, возникающих в результате упругих колебаний механизма привода при работе с большой частотой вращения;

3) понизить уровень шума в механизмах привода, в которых зазор может значительно изменяться в результате температурных колебаний, как например, в двигателях с воздушным охлаждением.

На рис. 290, б показан гидравлический толкатель, к которому по каналам в блок-картере подводится под давлением масло из системы смазки. Внутренняя часть толкателя — стакан 6 — упирается в масляную подушку и пружину 7. Под стакан периодически поступает через плоский клапан 8 масло под давлением. На сферическую опору 5 в стакане опирается штанга. Утечки масла компенсируются после каждого сбегания толкателя с кулачка.

Штанги. Могут быть трубчатыми, сплошными (см. рис. 287, а, б и д и 290, а и б) или составными (комбинированными). Трубчатые штанги изготовляют из стальных или дюралюминиевых трубок, в которые запрессовывают стальные, термически обработанные сферические опоры. Сплошные стальные штанги (см. рис. 287, а, б, д) со сферическими опорами чаще всего изготовляют как одно целое путем холодной штамповки, а затем подвергают термической обработке. Штанга является одним из наиболее податливых звеньев механизма передач, поэтому в механизмах с большими динамическими нагрузками длину штанги по возможности следует уменьшать. С увеличением площади поперечного сечения штанги повышается ее жесткость, однако при этом возрастает и ее масса. В двигателях с алюминиевыми блоком и головкой цилиндров штангу целесообразно делать из дюралюминия. По условиям конструктивной компоновки ось штанги обычно отклоняют от оси толкателя в одной или двух плоскостях (рис. 287, б и е). Допустимый угол наклона не должен превышать 6—8°.

Коромысла клапанов. Коромысла могут быть выполнены в виде одно- и двулучих рычагов. Двулучие коромысла применяют в двигателях с нижним и средним расположением распределительных валов (рис. 287, а—в и д), а также при некоторых кинематических схемах с верхним валом. Однолучие коромысла 5 устанавливают, как правило, в двигателях с верхним размещением валов (рис. 287, ж). Коромысла размещают на общем валике — оси 1 (рис. 287, а) или на отдельных опорных стойках 6 (рис. 287, ж). Стойки крепят к головке цилиндра шпильками или болтами, от

вытяжки которых зависит общая величина упругих деформаций системы привода. Типичные конструкции отдельных стоек в виде болта или шпильки со сферическими опорами для одно- и двухлевого рычагов показаны ниже (см. рис. 298). Коромысла штамнуют в виде желобов вместе с опорными поверхностями для штанги и клапана. Зазор в механизме привода устанавливается с помощью болта или гайки.

При повороте коромысла на некоторый угол опорная цилиндрическая поверхность проскальзывает по торцовой плоскости стержня клапана. При этом возникает сила трения, вызывающая изгиб стержня и износ поверхностей направляющей втулки и стержня. Величина проскальзывания зависит от длины плеча коромысла l_1 (см.

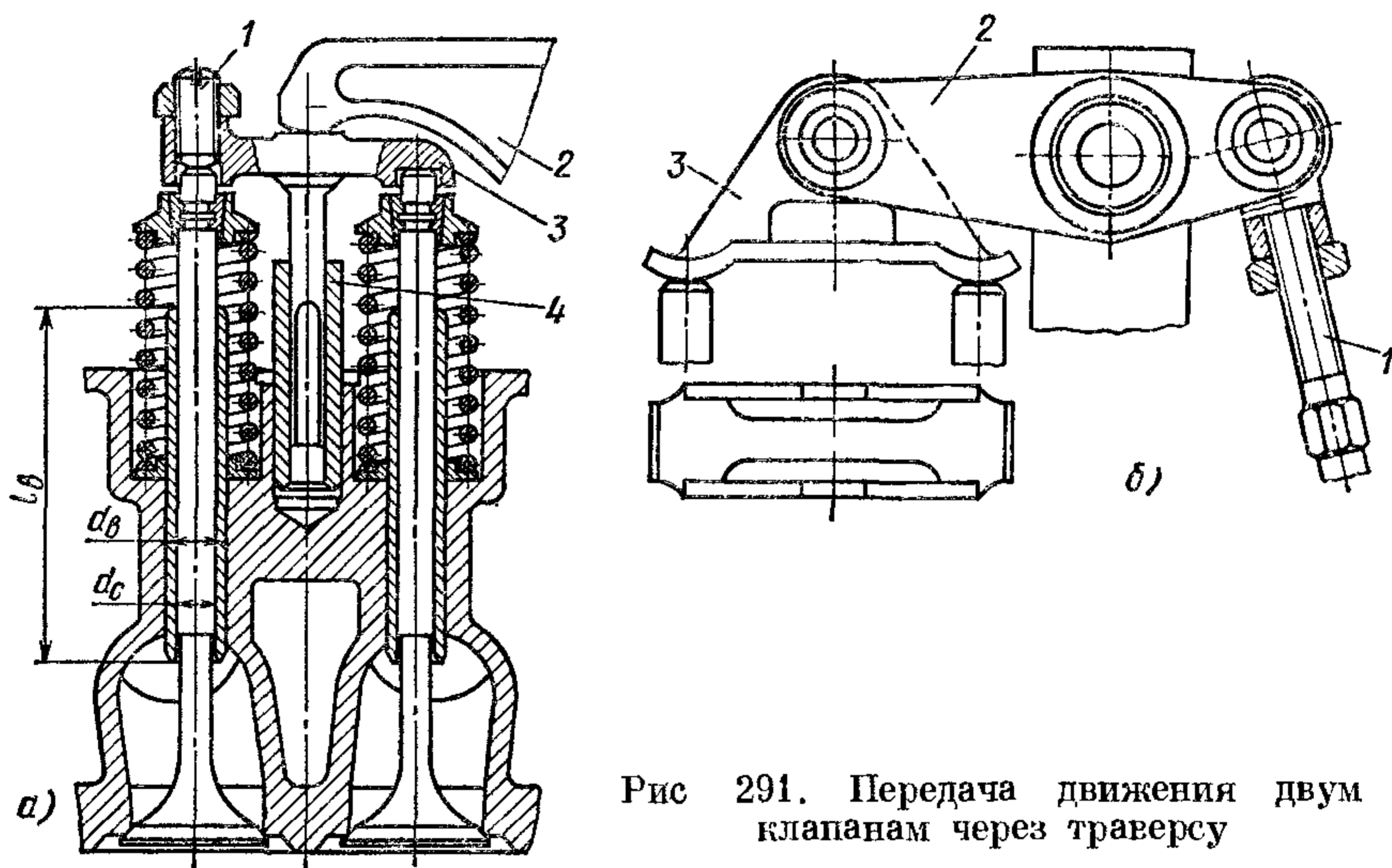


Рис 291. Передача движения двум клапанам через траверсу

рис. 287, *д*), радиуса опорной поверхности коромысла, максимального подъема и положения торца стержня клапана относительно плоскости, проведенной через ось качания коромысла перпендикулярно оси клапана. Торце стержня при закрытом клапане относительно указанной плоскости обычно выступает на $1/3 h_{\text{кл max}}$.

В четырехклапанных двигателях два одноименных клапана чаще всего приводятся с помощью связующей траверсы 3 (рис. 291, *а*). Траверса может перемещаться непосредственно под воздействием кулачка или от коромысла 2. Стержень траверсы движется в направляющей стойке 4. На рис. 291, *б* привод одноименных клапанов осуществлен через качающуюся траверсу 3, соединенную с коромыслом 2.

Плечи коромысел обычно имеют Т-образное сечение. Со стороны клапана плечо оканчивается цилиндрической закаленной поверхностью. Передаточное число в двухплечих коромыслах $i_k = l_1/l_2 = 1,4 \div 1,75$ (обозначение плеч см. рис. 298, *а* и *б*).

Клапаны. Головка клапана является его наиболее нагруженной частью. В головке возникают высокие неравномерные механические напряжения изгиба от действия газов, от ударных нагрузок при посадке клапана и термические напряжения.

Наибольшая концентрация напряжений возникает на поверхности посадочного конуса и в зоне от головки к стержню клапана. Механические и термические напряжения изменяются циклически, поэтому разрушение головок клапанов носит усталостный характер. Кроме того, головки выпускных клапанов подвергаются воздействию высокотемпературной газовой коррозии. При наличии в бензинах антидетонаторов (тетраэтил свинца) коррозия посадочного конуса клапана и седла в головке цилиндров или блоке становится более интенсивной.

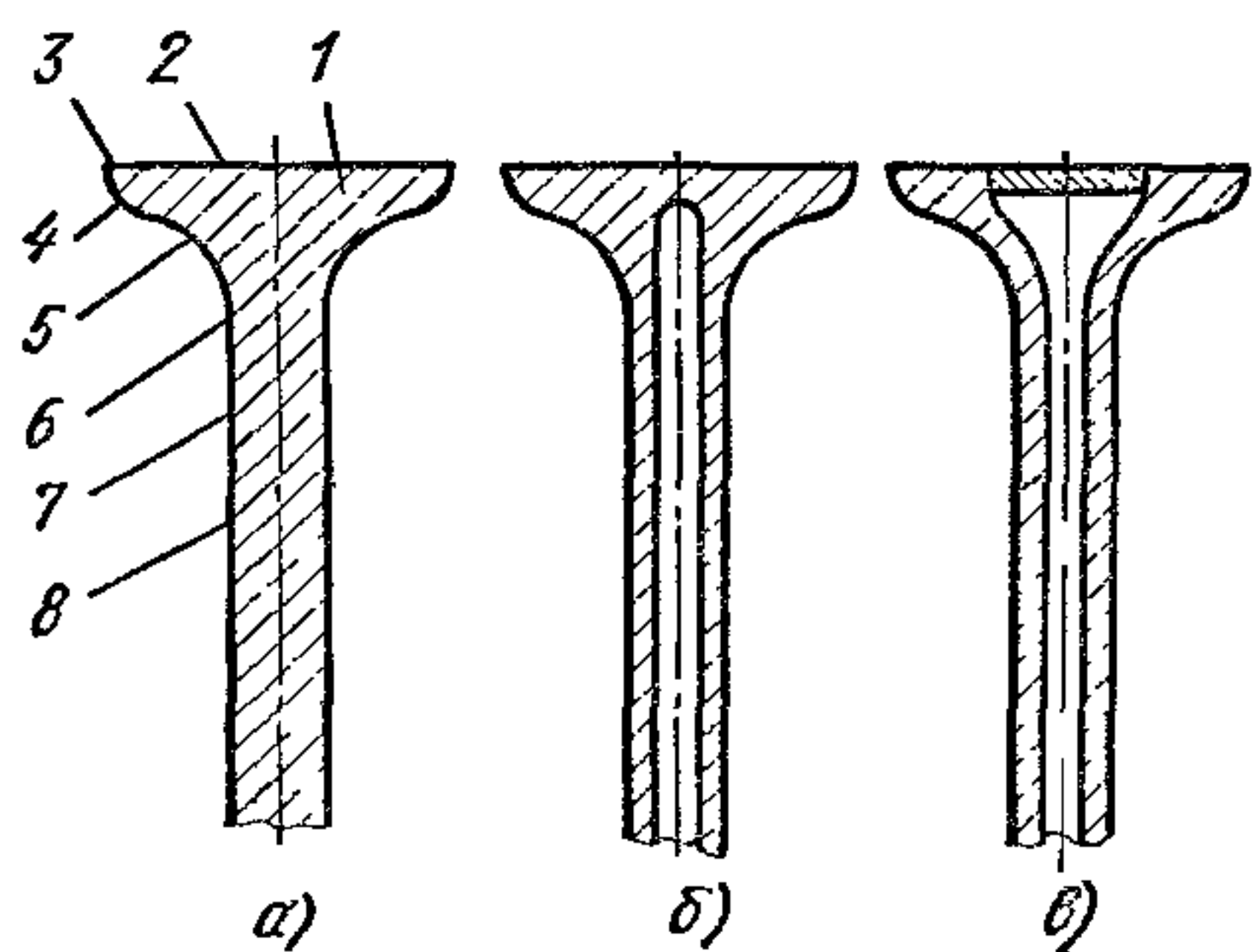


Рис. 292. Конструкции клапанов и температуры в различных их точках:

a — клапан без охлаждения; *b* и *c* — клапаны с внутренним охлаждением

Схема	Температура клапанов в точках, °С							
	1	2	3	4	5	6	7	8
<i>a</i>	730	715	660	625	705	790	600	480
<i>b</i>	775	650	605	570	650	680	620	500
<i>c</i>	650	630	600	565	630	600	600	550

Температура в центре головки выпускных клапанов карбюраторных двигателей достигает 800—820° С, а впускных 500° С. Типичное распределение температур в головке выпускного клапана с аустенитной структурой металла и в местах перехода к стержню приведено в подписи к рис. 292.

Надежная работа клапанов обеспечивается конструктивными и технологическими мероприятиями, из которых основными являются:

- 1) выбор материалов для клапана, седла и направляющей втулки;
- 2) подбор конструктивных параметров и форм, чтобы осуществлялся наименьший приток теплоты от отработавших газов и интенсивный теплоотвод;
- 3) повышение жаропрочности и износостойкости;
- 4) применение механизмов поворота клапанов, действующих автоматически;
- 5) эффективное охлаждение.

При форсировании двигателей температура клапанов повышается, поэтому клапаны защищают от коррозии. Наибольший защитный эффект удается получить при металлокерамическом покрытии головки клапана, которое наносят путем напыливания и последующей термической обработки. При этом на поверхности клапана образуется пористый слой с оксидной пленкой. Клапаны с

металлокерамическим защитным покрытием имеют значительно большую жаропрочность, чем клапаны, у которых посадочный конус покрыт стеллитом или алитирован.

Для повышения теплоотвода от головки к стержню выпускные клапаны делают полыми; внутренние полости заполняют примерно на 40% металлическим натрием (рис. 292, б, в), имеющим температуры плавления 98°C и кипения 883°C . Температура кипения металлического натрия ниже температуры головки клапана, поэтому давление в полости не повышается. Отвод тепла от головки клапана происходит при взбалтывании силами инерции расплавленного натрия, имеющего высокую теплопроводность. Максимальная температура головки при этом понижается на 100°C , а температура стержня клапана несколько повышается, поэтому при проектировании должен быть предусмотрен интенсивный теплоотвод от направляющей втулки.

В настоящее время разработаны методыковки клапанов с полыми стержнями (рис. 292, б, в) без обработки резанием полостей. Это снизило стоимость изготовления клапанов и позволило делать стержни с малым наружным диаметром (до 10—12 мм) при внутреннем диаметре полости в стержне около 8 мм. Обкатка стержня клапана роликом значительно повышает его износостойкость (в 1,5—1,8 раза).

Теплота от клапана отводится через его седло и стержень. Температура выпускного клапана может быть понижена с помощью следующих конструктивных мероприятий (кроме натриевого охлаждения):

- 1) укорочения направляющей втулки, так, чтобы она не выступала в патрубке и не омывалась отработавшими газами;
- 2) возрастания диаметра стержня клапана (в направляющей втулке), для увеличения поверхности теплоотвода;
- 3) отливки направляющей втулки как одно целое с головкой цилиндров (см. рис. 287, а), что понижает максимальную температуру клапана примерно на 125°C и среднюю на 70°C .

Для лучшего теплоотвода диаметр стержня выпускного клапана должен быть на 10—15% больше, чем впускного клапана. У впускных клапанов направляющую втулку делают короче для увеличения проходного сечения в патрубке.

Плотная посадка клапана на седло может быть обеспечена только при наличии зазора в клапанном механизме.

Для установления зазора в механизме привода предусматривается регулировочное устройство, обычно в виде шпильки *I* (см. рис. 291) с закаленной опорой, ввертываемой в одно из плеч коромысла.

Характерные размеры клапанов (по статистическим данным) для возможности их сравнительной оценки относят к диаметру горловины. Эти параметры изменяются в следующих пределах:

Диаметры головки:	
наибольший d_2	$(1,06 \div 1,16) d_r$
наименьший d_1	$(0,95 \div 1,0) d_r$

Ширина фаски b	$(0,10 \div 0,12) d_r$
Высота цилиндрического пояса головки h_1	$(0,025 \div 0,045) d_r$
Общая высота головки h_2	$(0,10 \div 0,13) d_r$
Диаметр стержня клапана:	
впускного d_c	$(0,18 \div 0,23) d_r$
выпускного d_c	$(0,22 \div 0,28) d_r$

Угол фаски θ у выпускных клапанов равен 45° , а у впускных 45 или 30° . Уменьшение угла фаски позволяет увеличить пропускную способность в зоне малых подъемов клапана при высоких коэффициентах расхода воздуха.

Переход от стержня к головке выполняют по радиусу (при относительно малом диаметре головки) или по радиусу r_1 образующей конической поверхности (рис. 293, *a*) под углом $8-15^\circ$ к горизонтальной прямой. У выпускных клапанов для лучшей обтекаемости угол конуса делают большим.

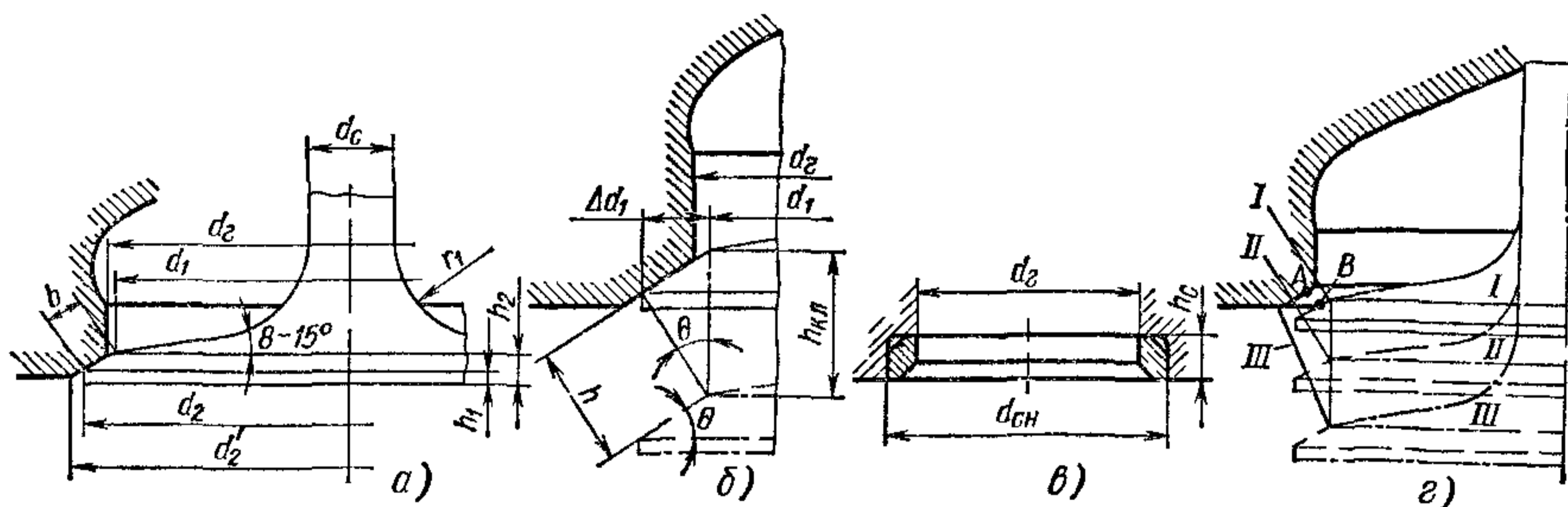


Рис. 293. Проходные сечения в седле при различных перемещениях клапана и основные размеры клапана и седла

Тарелку, на которую опирается пружина, соединяют со стержнем клапана при помощи двух конических сухарей с углом конуса $10-15^\circ$. Диаметр выточки под сухарь на стержне клапана составляет около $0,7$ диаметра стержня.

Седла выпускных клапанов изготовляют из легированных чугунов. Радиальная толщина стенки седла должна быть не меньше $(0,10-0,13)d_r$. Седла запрессовывают в чугунную головку с натягом, равным примерно $0,0003d_{сн}$ (рис. 293, *e*). При большем натяге появляются напряжения, превышающие предел упругости материала седла, и пластические деформации.

Высота седла клапана h_c не должна быть больше $(0,18-0,25)d_r$. При меньшей высоте ухудшаются условия для теплоотвода. Наружный диаметр седла $d_{сн} = (1,2 \div 1,26)d_r$.

Для головок цилиндров из алюминиевых сплавов седла обоих клапанов изготовляют с радиальной толщиной стенки $\sim 0,1d_r$.

Направляющие втулки. Их изготовляют из серого чугуна или бронзы (в форсированных двигателях для повышения теплоотвода). Втулки запрессовывают в головку цилиндров (см. рис. 287, *б, в, д и е*). От перемещений в осевом направлении втулки фиксируют большей частью опорными поясками (для облегчения сборки) или упругими кольцами. Концы втулок со стороны пружины защищены манже-

тами от излишнего оседания на них масла (рис. 287, ж). Подсос масла наблюдается в патрубке впускного клапана. Длина направляющей части втулки $l_{\text{в}} = (8 \div 10)d_{\text{с}}$, а внешний диаметр $d_{\text{в}} = (1,4 \div 1,6)d_{\text{с}}$ (см. рис. 291).

Зазор между стержнем клапана и направляющей поверхностью втулки колеблется у впускных клапанов в пределах 0,02—0,05 мм, а у выпускных — в пределах 0,05—0,07 мм.

§ 2. Определение площадей проходных сечений и условных скоростей впуска

Размеры проходных сечений впускных и выпускных клапанов ограничиваются возможностями их размещения в камере сгорания, размерами каналов в головке цилиндров и условиями охлаждения перемычки между ними.

Оценочными площадями проходных сечений в клапанах являются: $f_{\text{г}}$ — площадь сечения в горловине по обработанному поясу непосредственно перед седлом клапана и $f_{\text{клmax}}$ площадь сечения между седлом и посадочным конусом клапана при его максимальном подъеме.

Проходное сечение в горловине не должно ограничивать пропускную способность впускного тракта. Предельную высоту подъема клапана выбирают из условия приблизительного равенства площадей проходных сечений ($f_{\text{клmax}} \approx f_{\text{г}}$). В существующих конструкциях максимальный подъем клапана, подсчитанный с учетом этого условия, колеблется в пределах $(0,22 - 0,33) d_{\text{г}}$ [у большинства двигателей $(0,25 - 0,28) d_{\text{г}}$].

При закрытом клапане конус малого диаметра иногда входит в горловину, т. е. $d_1 < d_{\text{г}}$ (см. рис. 285, а). В этом случае на фаске образуется только один износный уступ, не препятствующий притирке клапана при ремонте. Большой диаметр седла $d'_2 = (1,05 \div 1,15) d_{\text{г}}$ (см. рис. 293, а).

Площадь проходного сечения в седле равна боковой поверхности усеченного конуса с длиной образующей $h = h_{\text{кл}} \cos \theta$ и ее проекцией на горизонтальную ось $\Delta d_1 = h_{\text{кл}} \sin \theta \cos \theta$.

При подсчете площади проходного сечения следует рассматривать три участка подъема клапана (рис. 293, з).

Для участка *I* от начала подъема до момента, когда перпендикуляр, проведенный из точки *A* седла, пересечет фаску в точке *B*, площадь проходного сечения

$$f_{\text{клI}} = \pi d_{\text{г}} h_{\text{кл}} \cos \theta - \pi h_{\text{кл}}^2 \cos^2 \theta \sin \theta. \quad (287)$$

На участке *II* площадь проходного сечения

$$f_{\text{клII}} = \pi d_{\text{г}} h_{\text{кл}} \cos \theta + \pi h_{\text{кл}}^2 \cos^2 \theta \sin \theta. \quad (288)$$

Предельную высоту подъема $h'_{\text{кл}}$ клапана на участке *I* подсчитывают для граничного условия равенства площадей: $f_{\text{кл}} = f_{\text{клI}}$ (где

$f_{\text{кл}II}$ — предельная площадь проходного сечения между участками I и II) по формуле

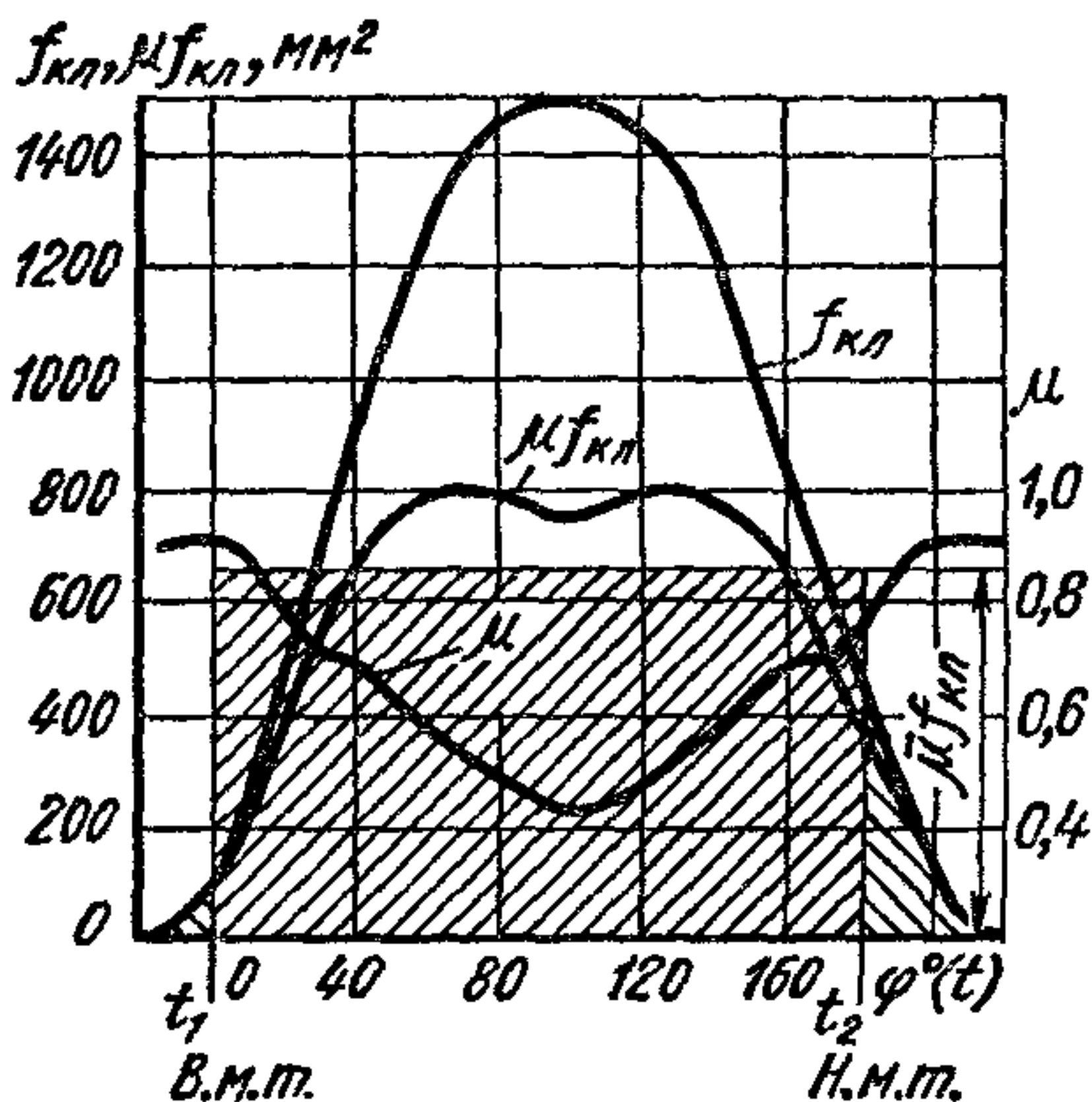
$$h'_{\text{кл}} = \frac{d_{\Gamma} - d_1}{\sin 2\theta}.$$

При больших подъемах клапана (участок III) перпендикуляр, проведенный из точки B фаски, может не пересечься с образующей седла, и тогда площадь проходного сечения нужно подсчитывать по выражению

$$f_{\text{кл}III} = \frac{\pi (d_1 + d'_2)}{2} \sqrt{\left(\frac{d'_2 - d_1}{2}\right)^2 + \left(h_{\text{кл}} - \frac{d'_2 - d_1}{2} \text{tg } \theta\right)^2}. \quad (289)$$

Предельная высота подъема клапана $h''_{\text{кл}}$ определяется из условия равенства площадей: $f''_{\text{кл}II} = f_{\text{кл}III}$ (где $f''_{\text{кл}II}$ — предельная площадь проходного сечения между участками II и III).

Следует отметить, что с увеличением подъема клапана коэффициент расхода μ , отнесенный к площади сечения в седле клапана, значительно уменьшается, и при максимальном подъеме $\mu = 0,45 \div 0,50$. Вследствие этого чрезмерное увеличение максимального подъема клапана незначительно влияет на эффективную проходную площадь $\mu f_{\text{кл}}$ и не сопровождается заметным повышением коэффициента наполнения. Типичные кривые изменения коэффициентов расхода в седле клапана приведены на рис. 294. Значение $\mu f_{\text{кл}}$ определяют по выражению



$$\mu f_{\text{кл}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \mu f_{\text{кл}} dt}{t_2 - t_1}.$$

Уравнения (287) и (288) для общепринятых значений углов седла клапана имеют следующий вид:

при $\theta = 30^\circ$

$$f_{\text{кл}I} = 2,72d_{\Gamma}h_{\text{кл}} - 1,18h_{\text{кл}}^2;$$

$$f_{\text{кл}II} = 2,72d_1h_{\text{кл}} + 1,18h_{\text{кл}}^2;$$

при $\theta = 45^\circ$

$$f_{\text{кл}I} = 2,22d_{\Gamma}h_{\text{кл}} - 1,11h_{\text{кл}}^2;$$

$$f_{\text{кл}II} = 2,22d_1h_{\text{кл}} + 1,11h_{\text{кл}}^2,$$

Рис. 294. Кривые изменения в седле клапана коэффициента расхода для геометрической $f_{\text{кл}}$ и эффективной $\mu f_{\text{кл}}$ проходных площадей

т. е. с уменьшением угла седла площадь проходного сечения воз-

растает. Окончательно площади проходных сечений в клапанах оценивают по трем условным средним скоростям впуска, отнесенным к средней скорости поршня на режиме номинальной частоты вращения: скорости в сечении горловины клапана $w_{\text{вп}1}$; скорости в сечении седла при максимальном подъеме клапана $w_{\text{вп}2}$ и скорости, определяемой по интегральной проходной площади в седле клапана $w_{\text{вп}3}$.

Условные скорости не характеризуют действительных скоростей потока газов и являются статистическими параметрами, связывающими выбранные при проектировании размеры клапанов и кулачка с основными размерами цилиндра — диаметром и ходом поршня, а также с частотой вращения вала двигателя.

Условную среднюю скорость $\bar{w}_{вп1}$ несжимаемого газа в горловине находят из условия неразрывности потока газа, проходящего через сечение горловины $f_{г}$ и заполняющего объем цилиндра, освобождаемого при движении поршня со средней скоростью $c_{п,ср}$:

$$\bar{w}_{вп1} f_{г} i_{кл} = c_{п,ср} F_{п},$$

где $i_{кл}$ — число клапанов.

Площадь стержня клапана, составляющая 2,5—5,5% площади проходного сечения горловины $f_{г}$, при этом не учитывается.

Условную среднюю скорость потока газов в седле клапана при его максимальном подъеме подсчитывают также из условий неразрывности потока:

$$\bar{w}_{вп2} f_{кл\max} i_{кл} = c_{п,ср} F_{п}.$$

Максимальную площадь $f_{кл\max}$ определяют из выражений (288) или (289). У большинства карбюраторных двигателей $f_{кл\max} = (0,85 \div 0,90) f_{г,вп}$ (где $f_{г,вп}$ — площадь проходного сечения горловины впускного клапана).

Условную скорость $\bar{w}_{вп3}$ подсчитывают с учетом диаграммы подъемов клапана. При этом полный объем, освобождаемый поршнем V_h , относят к интегральной площади (время-сечению) $\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} dt$ под диаграммой $f_{кл} = F(t)$ за время перемещения поршня t_1 из в. м. т. в н. м. т, равное $t_2 - t_1$. Таким образом:

$$\bar{w}_{вп3} = \frac{V_h}{i_{кл} \int_{t_1}^{t_2} f_{кл} dt}.$$

Однако расчет по геометрическому время-сечению $\int_{t_1}^{t_2} f_{г,кл} dt$ не учитывает гидравлические особенности впускного тракта в целом и его отдельных элементов. Проведенные исследования позволяют дать более совершенную оценку впускного тракта по величине эффективного время-сечения $\int_{t_1}^{t_2} \mu f_{кл} dt$.

На рис. 294 для примера представлены типичные диаграммы изменений геометрической проходной площади в седле клапана $f_{кл}$ и эффективной $\mu f_{кл}$. Из сопоставления кривых видно, что площади под кривыми, выражающие соответствующие время-сечения $\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} dt$

и $\int_{t_1}^{t_2} \mu f_{кл} dt$, значительно отличаются между собой.

При расчете по эффективному время-сечению, которое учитывает газодинамические потери во всех элементах впускного тракта, средние действительные скорости впуска получаются более высокими:

$$\bar{w}_{\mu \text{ впз}} = \frac{V_h}{\int_{t_1}^{t_2} \mu f_{\text{кп}} dt},$$

как это видно из данных табл. 42.

42. Условные средние скорости впуска (в м/с)

Двигатель	$\bar{w}_{\text{вп1}}$	$\bar{w}_{\text{вп2}}$	$\bar{w}_{\text{впз}}$	$\bar{w}_{\mu \text{ впз}}$
Карбюраторный	60—110	65—120	90—140	150—240
Дизель	55—70	60—80	90—120	130—210

Средние скорости впуска $\bar{w}_{\mu \text{ впз}}/a_0$, отнесенные к скорости звука a_0 в газовой среде впускного трубопровода, достигают 0,62—0,70.

Высокие значения критериального отношения $\bar{w}_{\mu \text{ впз}}/a$, приближающегося в быстроходных двигателях к 0,7, свидетельствуют о необходимости оценки впускных трактов по действительным скоростям, подсчитанным с учетом гидравлических особенностей всех элементов системы впуска, а не по условным геометрическим.

В табл. 42 приведены условные средние скорости потока газов при впуске, подсчитанные для номинальной частоты вращения.

В большинстве карбюраторных двигателей скорость газового потока в горловине впускного клапана изменяется в узких пределах: $\bar{w}_{\text{вп1}} \approx 60 \div 80$ м/с. Значения скоростей $\bar{w}_{\text{вп1}} > 110$ м/с относятся к двигателям с частотой вращения 6000—7000 об/мин. Соотношение между скоростями в седле клапана и горловине следующее:

$$\bar{w}_{\text{вп2}} \approx (1,11 \div 1,18) \bar{w}_{\text{вп1}}.$$

Бóльшие условные средние скорости в карбюраторных двигателях определяются бóльшими средними скоростями поршня. Условные средние скорости в горловине выпускных клапанов при расчетах принимают на 40—50% бóльшими, чем для впускных клапанов карбюраторных двигателей и на 25—40% для дизелей.

§ 3. Кинематика клапанного механизма

Продолжительность действия клапанов определяется фазами газораспределения, которые подбирают с учетом быстроходности двигателя, режимов его работы, наддува, наличия гидравлического толкателя и других факторов. Продолжительность открытия клапанов в градусах поворота распределительного вала четырехтакт-

ного двигателя для выбранных фаз

$$\Phi = \frac{\varphi_{пр} + 180 + \varphi_{зп}}{2} = 2\varphi_0,$$

где $\varphi_{пр}$ — угол предварения открытия впускного или выпускного клапана; $\varphi_{зп}$ — угол запаздывания закрытия впускного или выпускного клапана.

При профилировании кулачков их конструктивные параметры выбирают с учетом следующих условий:

1) безударного замыкания механизма привода при уменьшении зазора на участке набегания кулачка;

2) отсутствия повторных отскакиваний толкателя от кулачка непосредственно после посадки клапана на седло;

3) получения по возможности низких значений как положительных, так, в особенности, и отрицательных ускорений, от которых зависят силы, нагружающие детали механизма привода, их упругие деформации и износ.

Кулачки профилируют в соответствии с выбранным законом образования профиля или с заданным законом движения толкателя.

Кулачки первого типа получили распространение вследствие относительной простоты и технологичности. Накопленные статистические данные по характерным размерам кулачков позволяют сравнительно легко осуществить их профилирование. Кулачки этого типа образуют сопряженными дугами окружностей (выпуклые или вогнутые профили) или путем сопряжения прямых и дуг окружностей (тангенциальные профили).

На рис. 295 изображены основные типы кулачков:

1) выпуклый (рис. 295, а), образованный на участке действия клапана двумя дугами радиусами ρ_1 и ρ_2 (гармонический кулачок);

2) тангенциальный (рис. 295, б), образованный двумя прямыми, касательными к начальной окружности, и дугой радиусом ρ_2 .

Для гармонических кулачков применяют плоские, ~~выпуклые~~ или роликовые толкатели, для тангенциальных кулачков — главным образом роликовые. В конструкциях, у которых толкатель выполнен в виде качающегося рычага (см. рис. 287, з), закон перемещения клапана не соответствует диаграмме подъемов толкателя. Однако эти искажения невелики, и пути, скорости и ускорения подсчитывают по уравнениям, выведенным для толкателей, движущихся поступательно.

В процессе профилирования тыльную часть кулачка обычно выполняют радиусом ρ_T , меньшим радиуса начальной окружности ρ_0 на величину Δ_s (рис. 295). Величина Δ_s равна температурному зазору и величине деформаций деталей механизма привода, распределительного вала и клапана.

Температурный зазор зависит от теплового режима двигателя, деталей механизма привода и клапана, материала головки цилиндров. Практика показала, что в двигателях с жидкостным охлаждением зазор у выпускных клапанов пропорционален длине стержня

клапана и на холодном двигателе равен 1,5—2,5% максимального подъема клапана.

Высота набегания должна компенсировать не только тепловые расширения, но и начальные деформации деталей механизма привода при нагружении их силой предварительной затяжки пружин клапана $P_{пр\ min}$ (для впускного клапана). Механизм привода выпускного клапана нагружается на участке набегания двумя силами:

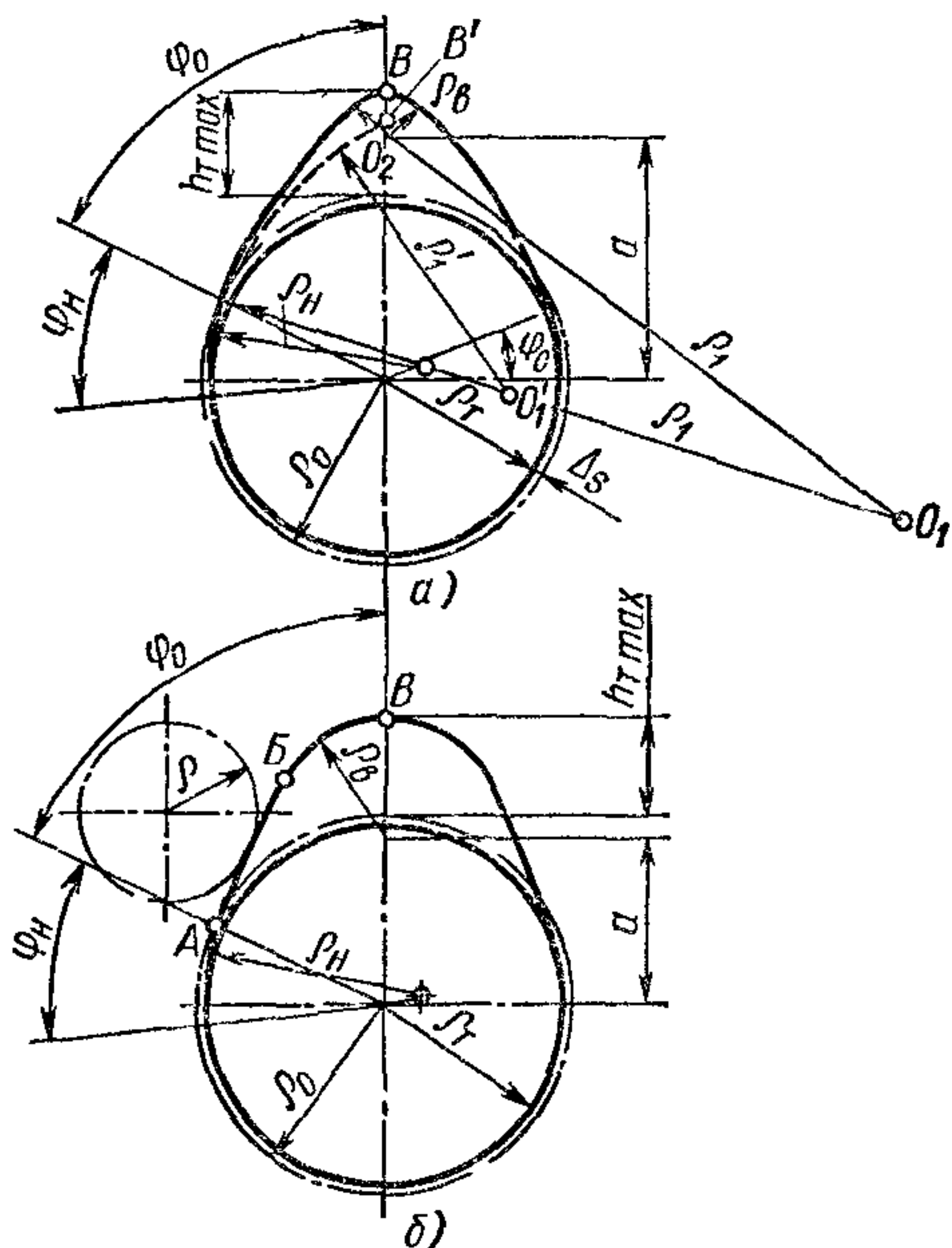
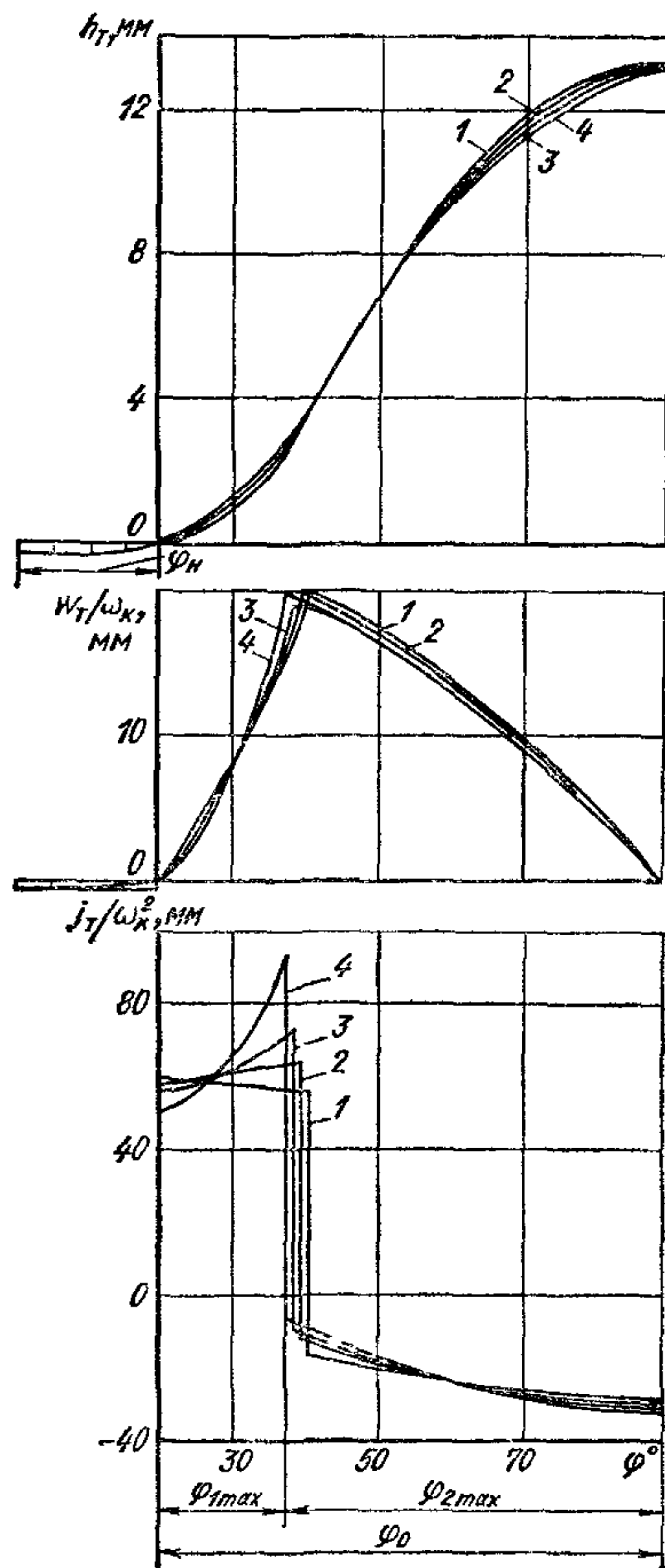


Рис. 295. Профили кулачков

Рис. 296. Кривые подъемов h_T и относительных скоростей и ускорений толкателей для различных профилей кулачков:

1 — выпуклый, профиль очерчен двумя радиусами; 2 — тангенциальный; 3 — выпуклый, профиль очерчен тремя радиусами; 4 — вогнутый, профиль очерчен двумя радиусами



силой предварительной затяжки пружины $P_{пр\ min}$ и силой давления газа на головку клапана $P_{гкл}$. Последняя может значительно превышать силу $P_{пр\ min}$. Суммарные деформации механизма привода в момент начала движения впускного клапана достигают 0,05—0,1 мм и выпускного 0,1—0,2 мм.

Таким образом, высота набегания Δ_s с учетом тепловых зазоров (0,20—0,25 мм у впускных и 0,25—0,30 мм у выпускных клапанов) и деформаций механизма привода с жесткими толкателями достигает у впускных кулачков 0,25—0,35 мм и у выпускных 0,35—0,50 мм.

Верхние пределы относятся к двигателям с верхними клапанами.

Высота сбегания кулачка должна быть больше амплитуд упругих колебаний механизма привода, сопровождающихся преждевременной посадкой клапана на седло. Кроме того, следует учитывать возможность перекоса клапана в направляющей втулке в момент посадки. Высота сбегания, как показали расчетные и экспериментальные исследования, может быть значительно больше высоты набегания и достигать 0,6—0,7 мм.

На участке набегания и сбегания в случае применения безударных кулачков скорость толкателя принимают или постоянной, или возрастающей. Скорость подъема толкателей, отнесенная к 1° поворота распределительного вала, в конце этих участков составляет (в мм/°):

При постоянной скорости набегания	0,008—0,012
При возрастающей » »	0,012—0,018

Углы, соответствующие участкам набегания и сбегания кулачка, при жестких толкателях равны 30 и 40°. Большие скорости посадки клапана сопровождаются повышенным износом седла.

На рис. 296 показаны кривые подъемов h_T толкателей, скоростей w_T и ускорений j_T толкателей, отнесенных соответственно к ω_K и ω_K^2 (ω_K — угловая скорость распределительного вала), для различных профилей кулачков, имеющих одинаковые максимальные подъемы и углы набегания. Кривые подъемов и скоростей для разных профилей мало отличаются между собой; только кривые положительных ускорений различаются несколько больше.

Резкий скачкообразный переход от положительного ускорения к отрицательному (см. рис. 296), вызывает динамические нагрузки в механизме привода и может сопровождаться отскоком толкателя от кулачка, особенно при работе с высокой частотой вращения. Вследствие упругости элементов клапанного механизма могут возникнуть деформации значительно больше расчетных, подсчитанных по величинам сил инерции.

При профилировании обычно задаются некоторыми конструктивными параметрами кулачков (см. рис. 295), обоснованными практикой (статистические данные). К ним относятся: максимальный подъем толкателя $h_{T\max} = (0,25 \div 0,28) d_T/i_K$; радиус начальной окружности кулачка (из условия обеспечения достаточной жесткости механизма привода) $\rho_0 = (1,6 \div 2,4) h_{\text{кл}\max}$; радиус тыльной части кулачка $\rho_T \approx \rho_0 - \Delta_s$; радиус дуги первого участка подъема $\rho_1 = (10 \div 20) h_{T\max}$.

При выбранных значениях ρ_0 , ρ_1 и $h_{T\max}$ радиус ρ_B вершины кулачка подсчитывают из условия сопряжения дуг, проведенных радиусами ρ_1 и ρ_B .

В том случае, когда задаются радиусам ρ_0 , ρ_B и $h_{T\max}$, радиус ρ_1 определяют аналитически; при этом принимают, что $\rho_B \geq 2$ мм.

Соотношения между параметрами кулачков двух типов: гармонического (см. рис. 295, а) и тангенциального (см. рис. 295, б) при

известных углах $2\varphi_0$, а также выбранных углах набегания φ_n и сбегаания φ_c приведены ниже.

Гармонический кулачок. Радиус боковой дуги (см. рис. 295, а)

$$\rho_1 = \frac{a^2 + \rho_0^2 - \rho_B^2 - 2a\rho_0 \cos \varphi_0}{2(\rho_0 - \rho_B - a \cos \varphi_0)},$$

где $\varphi_0 = \Phi/2$ (в случае симметричного кулачка): $a = \rho_0 + h_{T \max} - \rho_B$.

Радиус дуги вершины кулачка

$$\rho_B = \frac{\rho_0(\rho_1 - \rho_0 - h_{T \max}) - 0,5h_{T \max}^2 - (\rho_1 - \rho_0)(\rho_0 + h_{T \max}) \cos \varphi_0}{\rho_1 - \rho_0 - h_{T \max} - (\rho_1 - \rho_0) \cos \varphi_0}. \quad (290)$$

Эти участки могут быть очерчены также по параболе.

При выборе радиуса ρ_1 слишком малым в случае сохранения неизменными величин ρ_0 , $h_{T \max}$ и φ_0 радиус ρ_B , определенный по

формуле (290), может получиться отрицательным. Дуга радиуса ρ_1 при этом пересечет ось симметрии кулачка ниже точки B (в точке B' на рис. 295). В этом случае расчет кулачка следует провести вновь для большего радиуса ρ_1 .

Тангенциальный кулачок. Радиус вершины кулачка (см. рис. 295, б)

$$\rho_B = \rho_0 - h_{T \max} \cos \varphi_0 / (1 - \cos \varphi_0).$$

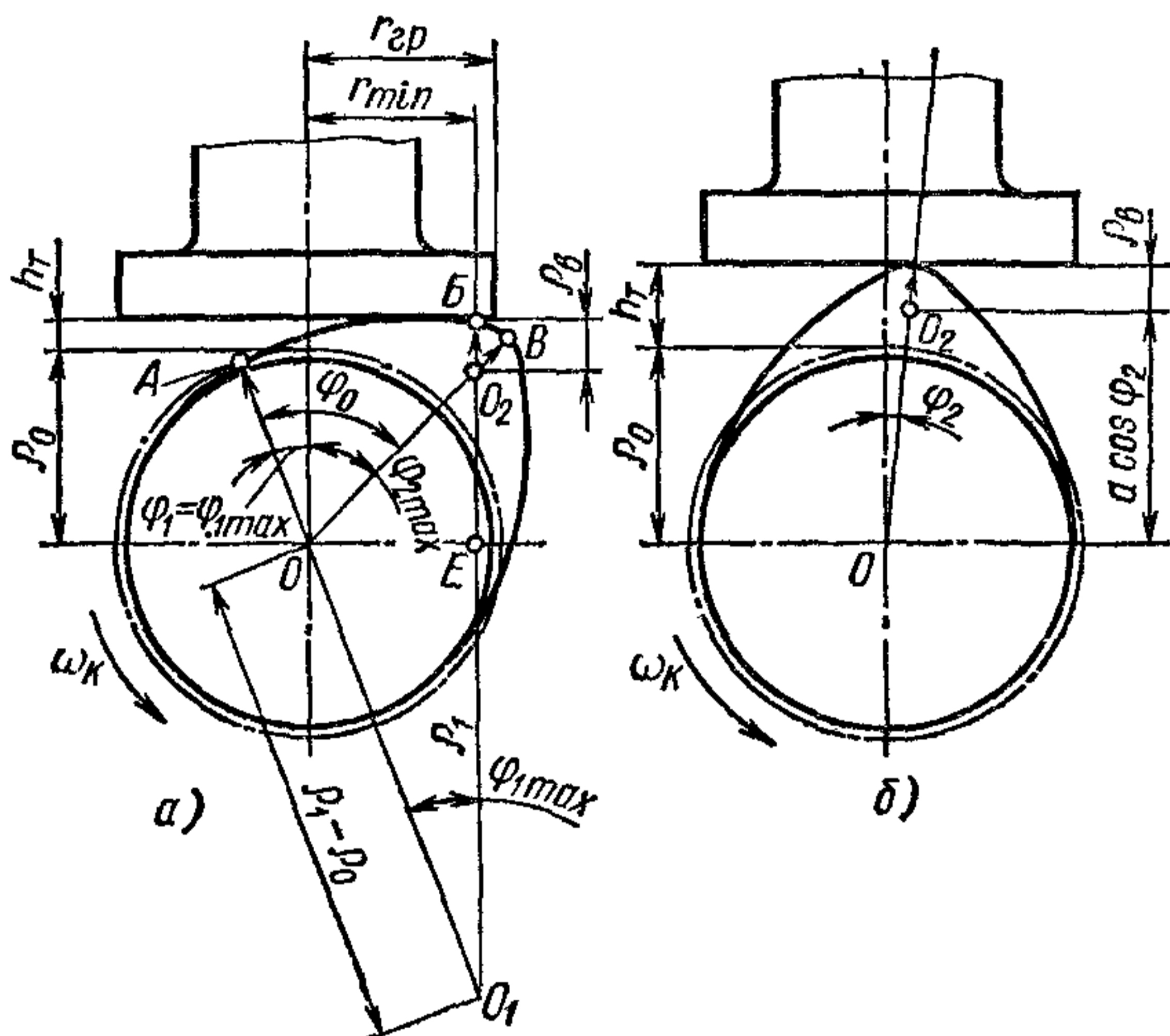


Рис. 297. Различные периоды подъема плоского толкателя

При определении подъема, скоростей и ускорений прежде всего находят углы поворота кулачка, соответствующие граничным точкам сопряжения дуг или дуг и прямых.

Кинематика плоского толкателя. Граничный угол поворота гармонического кулачка при переходе толкателя с участка скольжения AB (рис. 297, а) по дуге радиусом ρ_1 на участок скольжения BB по дуге радиусом ρ_B (из треугольника OO_1O_2 по теореме синусов)

$$\sin \varphi_{1 \max} = a \sin \varphi_0 / (\rho_1 - \rho_B). \quad (291)$$

Угол поворота, соответствующий скольжению толкателя по дуге радиусом ρ_B до вершины кулачка,

$$\varphi_{2 \max} = \varphi_2 - \varphi_{1 \max}.$$

При скольжении толкателя по дуге радиусом ρ_1 высота подъема

$$h_T = \rho_1 - \rho_0 - (\rho_1 - \rho_0) \cos \varphi_1 = (\rho_1 - \rho_0) (1 - \cos \varphi_1);$$

скорость

$$w_T = (\rho_1 - \rho_0) \omega_K \sin \varphi_1;$$

ускорение

$$\dot{j}_T = (\rho_1 - \rho_0) \omega_K^2 \cos \varphi_1.$$

При скольжении толкателя по дуге радиусом ρ_B (см. рис. 297, б) подъем

$$h_T = \rho_B + a \cos \varphi_2 - \rho_0;$$

скорость

$$w_T = a \omega_K \sin \varphi_2;$$

ускорение

$$\dot{j}_T = -a \omega_K^2 \cos \varphi_2,$$

где $\frac{d\varphi_2}{dt} = -\frac{d\varphi_1}{dt} = -\omega_K$, так как отсчет углов φ_2 ведется от линии, проходящей через точку максимального подъема толкателя.

Ускорения:

при $\varphi_1 = 0$

$$\dot{j}_T = (\rho_1 - \rho_0) \omega_K^2;$$

при $\varphi_2 = 0$

$$\dot{j}_T = -a \omega_K^2.$$

Минимальный радиус грибка толкателя (см. рис. 297, а), при котором кромка его опорной плоскости упирается при набегании в поверхность кулачка, определяют из треугольника OEO_1 :

$$r_{\min} = OE = (\rho_1 - \rho_0) \sin \varphi_{1 \max}.$$

После подстановки значения $\sin \varphi_{1 \max}$ из выражения (291) получим

$$r_{\min} = [(\rho_1 - \rho_0)/(\rho_1 - \rho_B)] a \sin \varphi_0 + (1 \div 2),$$

где r — в мм.

При проектировании радиус грибка толкателя выбирают на 1—2 мм больше радиуса r_{\min} .

Кинематика роликового толкателя. Граничный угол поворота тангенциального кулачка при переходе ролика с участка качения AB (см. рис. 295, б) по прямой на участок качения BB по дуге радиусом ρ_B может быть найден по формуле

$$\operatorname{tg} \varphi_{1 \max} = \frac{a \sin \varphi_0}{\rho_0 + \rho},$$

где $a = \rho_0 + h_{T \max} - \rho_B$.

Угол поворота, соответствующий качению ролика по дуге радиусом ρ_B до точки максимального подъема толкателя,

$$\varphi_{2 \max} = \varphi_0 - \varphi_{1 \max}.$$

При качении ролика толкателя по прямой высота подъема

$$h_T = (\rho_0 + \rho) \frac{1 - \cos \varphi_1}{\cos \varphi_1};$$

скорость

$$w_T = (\rho_0 + \rho) \frac{\sin \varphi_1}{\cos^2 \varphi_1} \omega_K;$$

ускорение

$$j_T = (\rho_0 + \rho) \frac{1 + \sin^2 \varphi_1}{\cos^2 \varphi_1} \omega_K^2,$$

где ρ_0 — радиус ролика.

При качении ролика толкателя по дуге радиусом ρ_B высота подъема

$$h_T = a \left(\cos \varphi_2 + \frac{1}{a_1} \sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_2} \right) - (\rho_0 + \rho),$$

где

$$a_1 = \frac{a}{\rho_B + \rho};$$

скорость

$$w_T = a \left(\sin \varphi_2 + \frac{a_1 \sin 2\varphi_2}{2 \sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_2}} \right) \omega_K;$$

ускорение

$$j_T = -a \left[\cos \varphi_2 + \frac{a_1 \cos 2\varphi_2 + a_1^3 \sin^4 \varphi_2}{(1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_2)^{3/2}} \right] \omega_K^2.$$

Ускорения при $\varphi_1 = 0$

$$j_T = (\rho_0 + \rho) \omega_K^2;$$

при $\varphi_2 = 0$

$$j_T = -a(1 + a_1) \omega_K^2.$$

Для механизмов с верхним и нижним расположением распределительных валов предельные положительные и отрицательные ускорения толкателя, отнесенные к ω_K^2 , приведены в табл. 43.

43. Значения ускорения толкателя j_T/ω_K^2

Наименование	$h_T = 0$	$h_{T\max}$
Верхний распределительный вал	0,04—0,05	0,020—0,025
Нижний и верхние клапаны	0,025—0,035	0,015—0,020

Радиус роликового толкателя ρ целесообразно по возможности увеличивать, так как будет уменьшаться скручивающий момент, нагружающий распределительный вал. Одновременно с увеличением радиуса роликового или выпуклого толкателя снижаются контактные напряжения на сопрягаемых поверхностях, достигающие минимального значения при плоском толкателе.

В двигателях с верхним расположением распределительного вала допускаются большие ускорения, так как приведенная масса, а следовательно, и сила инерции клапанного механизма (при одинаковой частоте вращения) получаются значительно меньшими, чем при нижнем расположении вала.

Большое распространение в быстроходных двигателях получили безударные кулачки, состоящие из четырех участков.

Для безударного кулачка кривая скорости протекает более плавно. Кривая ускорений также протекает плавно, без резких изменений знака ускорения.

Чем податливее детали механизма привода, больше их массы и меньше крутильная и изгибная жесткости распределительного вала, тем больше будут отклоняться действительные фазы газораспределения от заданных геометрических.

Расчет движения клапана с учетом деформаций позволяет определить профиль кулачка, обеспечивающий уменьшение динамических нагрузок в механизме привода. Подобные кулачки профилируют по заданному закону движения клапана. Получил распространение также метод профилирования «полидайн», основанный на связи движений толкателя и клапана.

§ 4. Расчет пружин клапана и деталей привода

Пружины плотно прижимают клапан к седлу и кинематически замыкают механизм привода на участках подъема и опускания клапана.

Размыкание клапанного механизма на участках движения с отрицательным ускорением сопровождается наклепом поверхностей толкателя и кулачка, износом этих поверхностей и повышением уровня шума. Поэтому усилие пружин на участках движения толкателя с отрицательными ускорениями должно быть значительно больше сил инерции при всех скоростных режимах. Однако, несмотря на достаточную расчетную величину усилий пружин, толкатель в некоторых случаях может отскакивать от кулачка.

Указанное выше явление вызывается следующими причинами:

- 1) неточностью шлифования кулачка по копиру;
- 2) несовпадением центра начальной окружности кулачка с геометрической осью подшипников распределительного вала;
- 3) износом поверхности кулачка в процессе эксплуатации;
- 4) закручиванием и изгибом распределительного вала, который одновременно нагружается силами и моментами от механизмов привода нескольких клапанов;
- 5) колебаниями, возникающими в упругой системе привода.

Амплитуда и собственная частота колебаний зависят от параметров системы: общей жесткости механизма привода и его приведенной массы. Наибольшей жесткостью, как показали исследования, обладает механизм газораспределения при нижнем расположении клапанов. При верхнем расположении клапанов и нижнем расположении распределительного вала жесткость механизма привода

наименьшая. Ниже даны значения приведенной жесткости механизмов привода (в МН/м).

Нижнее расположение вала и клапанов	50
Нижнее расположение вала и верхнее клапанов	3,5—5
Верхнее расположение вала и клапанов	25—40

При конструировании механизма привода следует исходить из условия достижения предельно возможной жесткости при минимальной массе движущихся деталей. Конструктивные массы движущихся

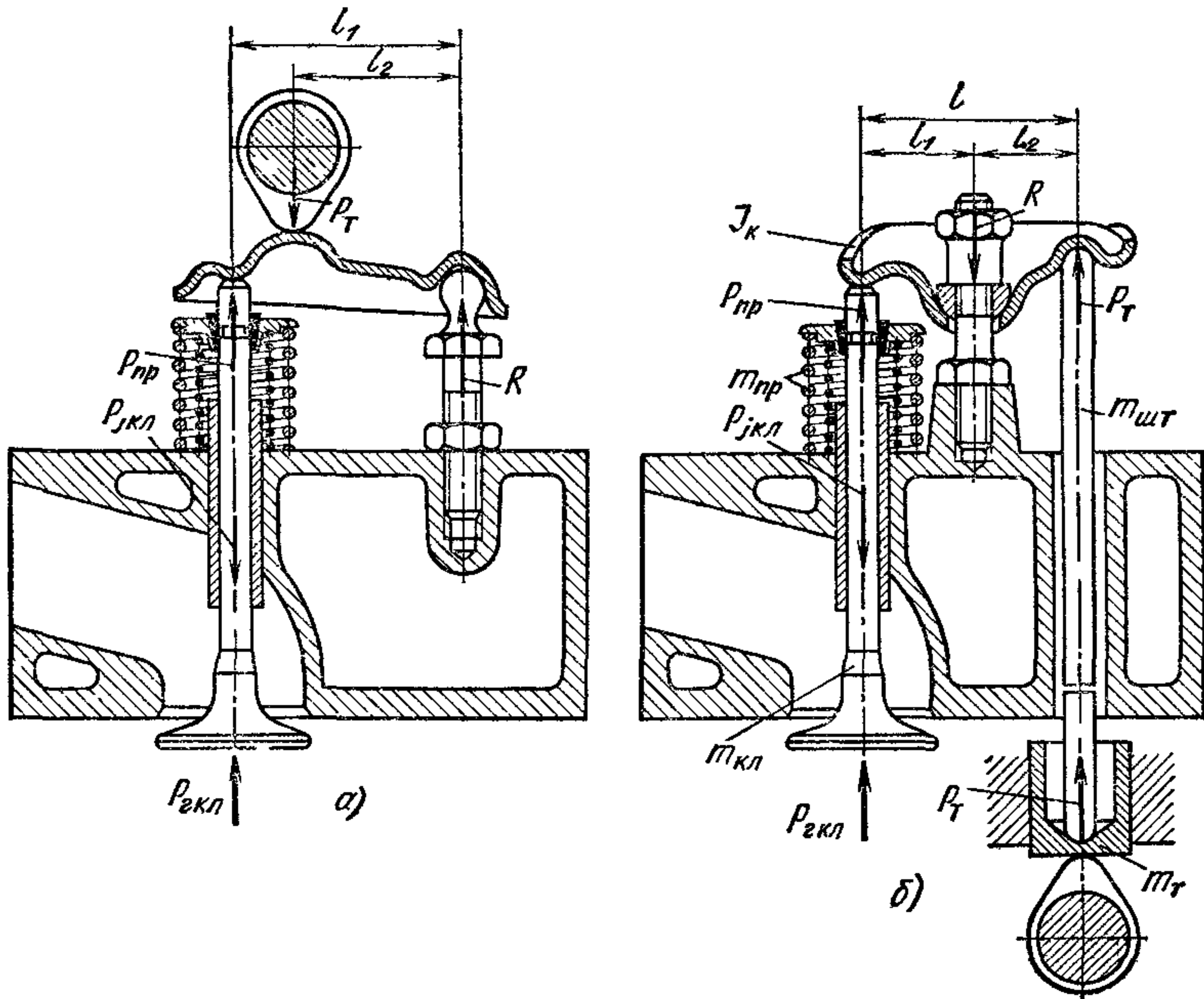


Рис. 298. Схемы приводов клапанов:

a — одноплечий рычаг с опорной стойкой в виде болта; *б* — двухплечий рычаг с опорной стойкой в виде шпильки

деталей, отнесенные к площади проходного сечения горловины впускного клапана и приведенные к его оси, для систем с различным расположением клапанов и механизмов привода имеют следующие значения (в кг/м²):

Нижнее расположение клапанов	220—250
Верхнее расположение клапанов и нижнее распределительного вала	230—300
Верхнее расположение клапанов и распределительного вала с передачей через коромысла или через промежуточный стакан	180—230

Для определения конструктивных масс, отнесенных к выпускному клапану, значения масс следует умножить на отношение $f_{г.вп}/f_{в.вып}$.

На рис. 298, а и б показаны схемы двух наиболее распространенных механизмов привода верхних клапанов с действующими силами и реакциями на опорах коромысел.

Массы поступательно движущихся деталей и коромысла при подборе параметров пружин приводят к оси клапана и обозначают через $M_{\text{кл}}$, а при расчете штанг, распределительных валов и определении контактных напряжений — к оси толкателя и обозначают через $M_{\text{т}}$.

Суммарная масса, приведенная к оси клапана,

$$M_{\text{кл}} = m_{\text{кл}} + (1/3) m_{\text{пр}} + (m_{\text{т}} + m_{\text{шт т}}) (l_2/l_1)^2 + (J_{\text{к}}/l_1^2),$$

где $m_{\text{кл}}$, $m_{\text{пр}}$, $m_{\text{т}}$, $m_{\text{шт т}}$ — массы соответственно комплекта клапана пружин, толкателя, штанги; $J_{\text{к}}$ — момент инерции коромысла относительно оси качания.

Часть массы пружины движется совместно с клапаном, а другая ее часть остается неподвижной. Приведенная к оси клапана масса пружины, определенная из условия равенства кинетической энергии действительной и приведенной масс составляет $(1/3)m_{\text{пр}}$. В пружинах с переменным шагом приведенная масса изменяется с подъемом клапана. Однако в расчете это не учитывается из-за малого влияния ее на величину суммарной массы $M_{\text{кл}}$.

Масса, приведенная к оси толкателя,

$$M_{\text{т}} = [m_{\text{кл}} + (1/3)m_{\text{пр}}] (l_1/l_2)^2 + m_{\text{т}} + m_{\text{шт т}} + J_{\text{к}}/l_2^2.$$

Принимая движение опорных точек плеч коромысла со стороны толкателя и клапана за прямолинейное вследствие незначительности изменений плеч при малых углах качаний коромысла, соотношение между высотой подъема, скоростью и ускорением этих точек можно считать изменяющимся пропорционально передаточному числу коромысла $i_{\text{к}} = l_1/l_2$, т. е.

$$\frac{h_{\text{кл}}}{h_{\text{т}}} = \frac{w_{\text{кл}}}{w_{\text{т}}} = \frac{j_{\text{кл}}}{j_{\text{т}}} = i_{\text{к}},$$

откуда ускорение клапана

$$j_{\text{кл}} = i_{\text{к}} j_{\text{т}}.$$

Силы инерции поступательно движущихся масс, приведенные к оси клапана,

$$P_{j_{\text{кл}}} = -M_{\text{кл}} j_{\text{кл}},$$

а приведенные к оси толкателя

$$P_{j_{\text{т}}} = -M_{\text{т}} j_{\text{т}}.$$

Сумма сил инерции $P_{j_{\text{кл}}}$ и усилий пружин $P_{\text{пр}}$, приведенная к оси клапана,

$$P_{\text{кл}} = P_{j_{\text{кл}}} + P_{\text{пр}},$$

а приведенная к оси толкателя,

$$P_T = P_{jT} + P_{пр} i_K. \quad (292)$$

Для уменьшения усилий, передающихся на кулачок, передаточное отношение коромысла i_K следует уменьшать.

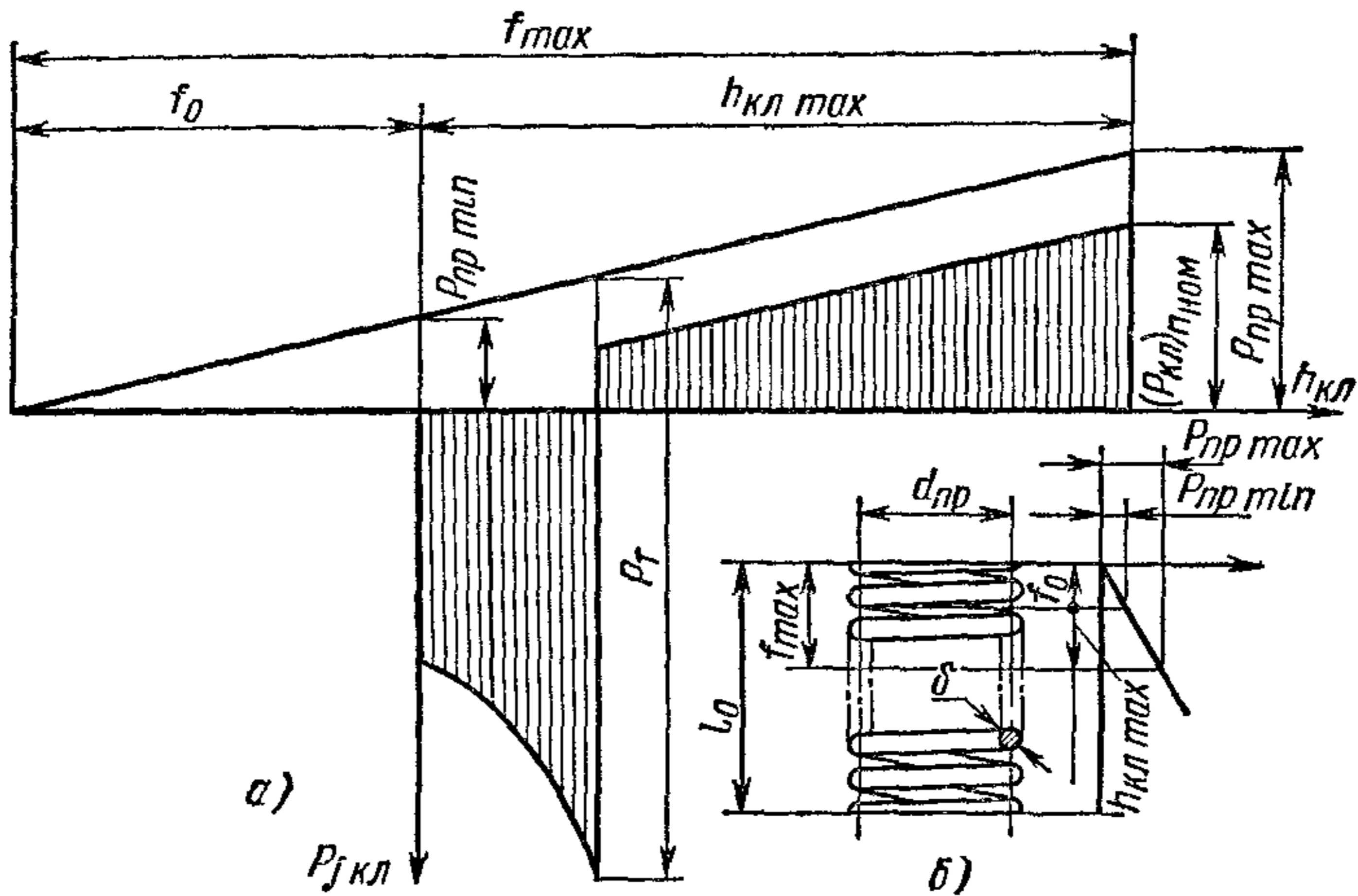


Рис. 299. Диаграммы сил инерции клапанного механизма и усилий пружины

Реакция на опоре коромысла, необходимая для определения контактных напряжений и давлений, для механизма, изображенного на рис. 298, а,

$$R = P_{кл} (i_K + 1),$$

а для механизма, показанного на рис. 290, б

$$R = P_{кл} i_K (1 - i_K).$$

На рис. 299, а даны диаграммы сил инерции приведенных масс клапанного механизма и усилий пружины в зависимости от перемещений клапана. На участке движения с отрицательными ускорениями усилия пружины должны превышать силы инерции. Величина превышения определяется максимальной частотой вращения холостого хода $n_{хх max}$ двигателя, допускаемой регулятором или ограничителем частоты вращения. Коэффициент, выражающий отношение сил инерции при $n_{хх max}$ к силам инерции при $n_{ном}$:

$$K_{и} = (P_{jкл})_{n_{хх max}} / (P_{jкл})_{n_{ном}} = n_{хх max}^2 / n_{ном}^2.$$

Для дизелей при наличии механических центробежных регуляторов отношение $K_{и} = 1,17 \div 1,32$, а для карбюраторных двигателей $K_{и} = 1,21 \div 1,44$.

Запас усилий пружин K вследствие неодинаковых величин движущихся масс, жесткостей пружин, уменьшения упругости пружин в эксплуатации и других конструктивных и технологических факто-

ров следует принимать больше отношения $K_{и}$ на 10—15%, т. е. $K = (1,1 \div 1,15) K_{и}$.

Запас усилия пружины обычно подсчитывают в точке максимального подъема клапана.

Частота вращения, соответствующая моменту размыкания клапанного механизма (отрыву толкателя от кулачка),

$$n_{\text{разм}} = n_{\text{ном}} \sqrt{K} > n_{\text{хх max}}.$$

Максимальная сила пружины при полностью открытом клапане

$$P_{\text{пр max}} = (P_{\text{жкл}})_{n_{\text{ном}}} K,$$

где $(P_{\text{жкл}})_{n_{\text{ном}}}$ — сила инерции механизма привода при номинальной частоте вращения двигателя (см. рис. 299).

Максимальное усилие пружины соответствует положению кулачка при $\varphi_2 = 0$, минимальное — при $\varphi_1 = 0$.

Максимальное усилие при плоском толкателе может быть подсчитано по формуле

$$P_{\text{пр max}} = Ka\omega_{\text{н ном}}^2 M_{\text{кл}}.$$

Минимальная сила пружины $P_{\text{пр min}}$ соответствует ее предварительной силе затяжки при закрытом клапане. Для двигателей, работающих без наддува, силу $P_{\text{пр min}}$ проверяют по выпускному клапану, который не должен отрываться от седла во время такта впуска, когда в цилиндре разрежение, т. е. должно соблюдаться неравенство

$$P_{\text{пр min}} > f_{\text{г вып}} (p_r - p_a),$$

где p_r — давление газов в выпускном трубопроводе; p_a — давление в цилиндре при выпуске.

Разность давлений в карбюраторном двигателе при работе с прикрытой дроссельной заслонкой $p_r - p_a \approx 0,05 \div 0,07$ МПа; в дизелях $p_r - p_a \approx 0,02 \div 0,03$ МПа.

В случае установки в выпускном тракте автомобиля горного тормоза давление газов $p_r = 0,15 \div 0,25$ МПа.

При работе двигателя с наддувом во время такта выпуска головка впускного клапана нагружается силой давления воздуха в направлении цилиндра, стремящейся оторвать клапан от седла и равной $f_{\text{г вв}} (p_{\text{к}} - p_r)$ (где $p_{\text{к}}$ — давление наддува при компрессоре с механическим приводом и номинальной частоте вращения).

В этом случае минимальную силу пружины проверяют для условия

$$P_{\text{пр min}} > f_{\text{г вв}} (p_{\text{к}} - p_r).$$

В существующих двигателях отношение сил пружины $P_{\text{пр max}}/P_{\text{пр min}} = 1,3 \div 2,6$. В быстроходных двигателях абсолютное значение максимальных сил пружины $P_{\text{пр max}} = 1000$ Н и выше. Большие значения сил $P_{\text{пр max}}$ и отношения сил $P_{\text{пр max}}/P_{\text{пр min}}$ относятся к быстроходным двигателям. Жесткость пружины достигает 55—60 кН/м.

После определения жесткости пружины и построения ее характеристики находят предварительную затяжку f_0 и полную деформацию $f_{\max} = f_0 + h_{\text{кл max}}$.

Минимальные размеры и масса пружины для заданных расчетом сил $P_{\text{пр max}}$ и $P_{\text{пр min}}$ получаются при отношении $f_{\max}/h_{\text{кл max}} \approx 2$.

С увеличением деформации f_{\max} возрастают размеры пружины. В случае уменьшения жесткости пружины крутизна ее характеристики возрастает, при этом запас прочности пружины снижается.

Размеры пружины (рис. 299, б) — диаметр $d_{\text{пр}}$ и монтажная высота (при закрытом клапане), а также число пружин, приходящихся на один клапан, определяются конструктивными особенностями двигателя — размером горловины клапанов, числом клапанов, расположением распределительного вала, компоновкой механизма привода и конструкцией его отдельных элементов.

Диаметры пружин изменяются в следующих пределах: наружной $d_{\text{н}} \approx (0,75 \div 1,0) d_{\text{г}}$, внутренней $d_{\text{в}} = (0,5 \div 0,75) d_{\text{г}}$.

При больших силах инерции, приходящихся на один клапан, устанавливают две-три цилиндрические пружины. Две пружины (внутреннюю и наружную) для лучшего использования размеров головки располагают со стороны клапана, а третью — со стороны толкателя.

В случае установки двух пружин их суммарное усилие

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{пр н}} + P_{\text{пр в}}$$

Количественное распределение усилий между пружинами выбирают из условия, что на внутреннюю пружину приходится меньшая нагрузка (35—45% общего усилия обеих пружин), т. е. $P_{\text{пр в}} = (0,35 \div 0,45) P_{\text{пр}}$.

Внутреннюю пружину устанавливают в наружную с зазором 1—2 мм. Направление витков у пружин должно быть противоположным. В этом случае при поломке одной из пружин концы ее не попадут в пространство между витками цельной пружины.

Максимальное касательное напряжение, возникающее в пружине,

$$\tau_{\max} = k' \frac{8P_{\text{пр max}} d_{\text{пр}}}{\pi \delta^3},$$

где δ — диаметр проволоки пружины, обычно задаются $\delta = 4 \div 5$ мм; k' — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины и зависящий от отношения $d_{\text{пр}}/\delta$. Ниже приведены значения k' :

$d_{\text{пр}}/\delta$	6	7	8	9	10
k'	1,24	1,20	1,17	1,15	1,13

Максимальное напряжение τ_{\max} в быстроходных двигателях достигает 450—650 МН/м². При напряжении более 500 МН/м² для повышения усталостной прочности применяют дробеструйную обработку пружин. В двигателях с воздушным охлаждением напряжение в пружинах выпускных клапанов не должно быть больше ниж-

него предела из-за возможного ухудшения механических свойств материала при перегреве.

Минимальное напряжение пружин

$$\tau_{\min} = k' \frac{8P_{\text{пр min}} d_{\text{пр}}}{\pi \delta^3}.$$

После определения амплитуды напряжений $\tau_a = 0,5 (\tau_{\max} - \tau_{\min})$ и среднего напряжения $\tau_m = 0,5 (\tau_{\max} + \tau_{\min})$ переменного цикла подсчитывают запас прочности пружин по формуле (268).

Предел выносливости для пружинных сталей $\tau_{-1} = 330 \div 340$ МН/м². Запас прочности должен быть не менее 1,4.

Число рабочих витков пружины подсчитывают по выражению

$$i_p = \frac{f_{\max} \delta^4 G}{8P_{\text{пр max}} d_{\text{пр}}^3},$$

где G — модуль упругости второго рода; $G = 83\,000$ МН/м².

Число рабочих витков $i_p = 5 \div 8$, а число нерабочих торцевых опорных витков равно около 2; полное число витков пружины $i_{\text{п}} = i_p + (2 \div 3)$.

При максимальной деформации пружины наименьший зазор между витками $\Delta_{\text{в}} \geq 0,3$ мм. Минимальная длина пружины при жатии

$$l_{\min} = \delta i_{\text{п}} + \Delta_{\text{в}} i_p,$$

длина в свободном состоянии

$$l_0 = f_{\max} + l_{\min}.$$

После выбора конструктивных параметров пружины, определения максимального напряжения и запаса прочности ее проверяют на резонанс. Угловая частота собственных колебаний пружины

$$\omega_c = 361,6 \frac{\delta}{i_p d_{\text{пр}}^2},$$

где ω_c — в с⁻¹, δ и $d_{\text{пр}}$ — в м.

Колебания пружины рассматривают при этом как продольные одноузловые колебания прямого стержня с таким же числом собственных колебаний. Угловая частота собственных колебаний пружины должна быть больше угловой скорости распределительного вала не меньше чем в 12 раз. В этом случае удастся избежать возникновения резонансных колебаний в рабочем диапазоне частоты вращения.

Детали механизма привода нагружаются силами инерции, усилиями пружин, силами давления газов со стороны выпускного клапана в момент его открытия и ударными силами, возникающими при замыкании механизма с конечной скоростью.

Напряжение от сжатия и деформацию проверяют у штанги толкателя. Деформации изгиба распределительного вала, подсчитанные по уравнениям для однопролетной балки, не должны превышать 0,05 мм.

Наибольшие нагрузки от суммы сил инерции и усилий пружины впускного клапана, приведенные к оси толкателя P_T [уравнение (292)], возникают в зоне положительных ускорений (рис. 299, а).

В механизме привода выпускного клапана наибольшая нагрузка определяется одновременным действием силы инерции, усилий пружин и силы давления газов в момент открытия клапана:

$$P_{\Sigma T} = P_T + P_{г.т},$$

где $P_{г.т}$ — сила давления газов на головку клапана, приведенная к оси толкателя, $P_{г.т} = i_{кл} P_{г.кл}$ (см. рис. 298).

Силу давления газов $P_{г.т}$ определяют для момента отрыва клапана от седла в конце рабочего входа за $40-60^\circ$ до н. м. т. Давление газов p_g в цилиндре в этот период достигает следующих значений (в МПа):

Карбюраторные двигатели	0,5—0,8
Дизели	0,4—0,6

Сила давления газов, приведенная к оси толкателя,

$$P_{г.т} = i_k (\pi d_2^2 / 4) (p_g - p_r),$$

где $p_r \approx 0,11$ МПа.

Контактные напряжения на поверхностях толкателя и кулачка подсчитывают по уравнению Герца, которое в общем виде для случая контакта двух цилиндрических поверхностей имеет вид

$$\tau = 0,418 \sqrt{\frac{2P_T E_K E_T}{(E_K + E_T) b \left[\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho} \right]}},$$

где P_T — сила (см. рис. 299, а), приведенная к оси толкателя (в случае выпускного клапана $P_{\Sigma T}$); E_K и E_T — модули упругости материалов кулачка и толкателя; b — несущая ширина опорной поверхности толкателя; ρ_1 — радиус кривизны кулачка; ρ — радиус кривизны толкателя, при плоском толкателе $\rho = \infty$.

Контактные напряжения подсчитывают также для случая максимального подъема клапана $h_{кл\max}$; контактные напряжения достигают $500-1200$ МН/м².

§ 5. Материалы деталей механизма газораспределения

Впускные клапаны изготавливают из хромосилицистых 38ХС, хромоникелевых 40ХН и 50ХН и хромоникельмолибденовых 40ХНМА сталей. Для выпускных клапанов применяют жаропрочные стали 30Х13Н7С2, 40Х10С2М. Выпускные клапаны, изготовленные из хромоникелевых сталей с аустенитной структурой, содержащих до 20% хрома и до 15% никеля, выдерживают температуры около 850°C .

Долговечность клапанов может быть повышена путем:

1) наварки стеллита (сплава, содержащего 60% Ni и 15% Cr) на посадочный конус (рис. 300, а) или индуктивной закалки этой поверхности;

2) наварки высоколегированного сплава на опорную плоскость стержня (рис. 300, б).

3) хромирования стержней клапана (толщина слоя 10—25 мкм); при этом снижается износ и уменьшаются отложения нагара на стержнях;

4) хромирования посадочного конуса (в дизелях);

5) применения внутреннего натриевого охлаждения;

6) использования автоматических устройств, обеспечивающих проворачивание клапана при каждом подъеме (рис. 301) за счет проскальзывания тарелки клапана, опирающейся на коническую поверхность и промежуточные шарики.

Толкатели изготовляют цельными, составными, сварными или с запрессованными опорами для штанги. В качестве материала применяют сталь или чугун. В комбинированных конструкциях

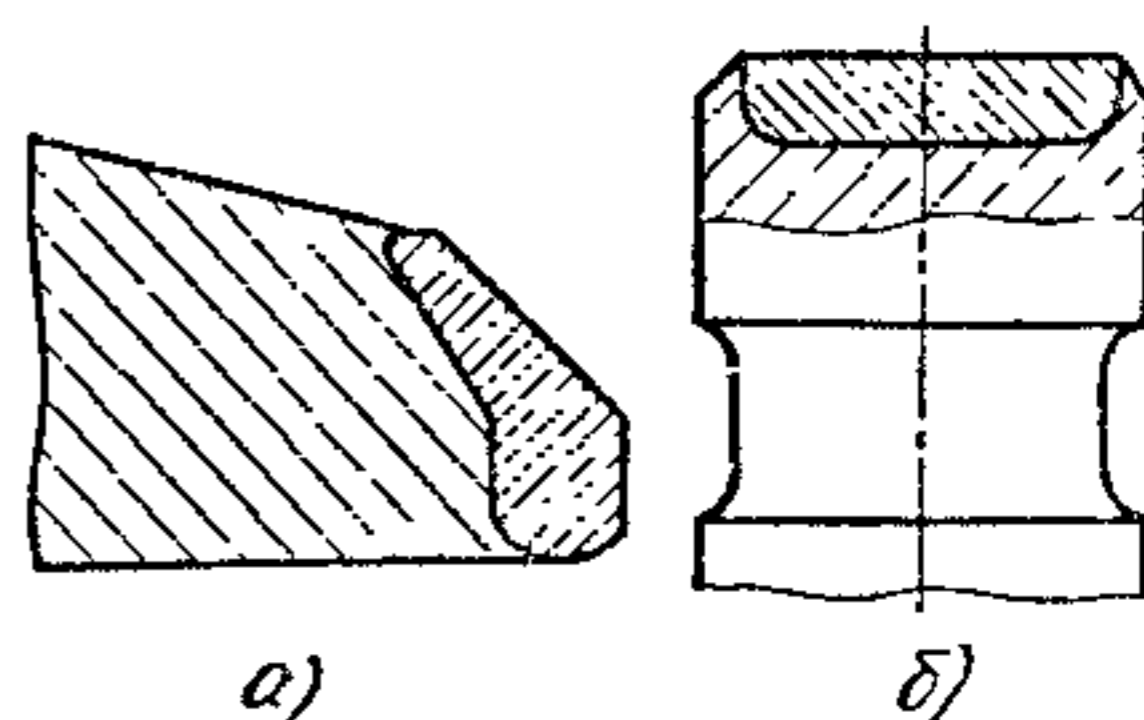


Рис. 300. Панцирная защита седла и торца стержня клапана

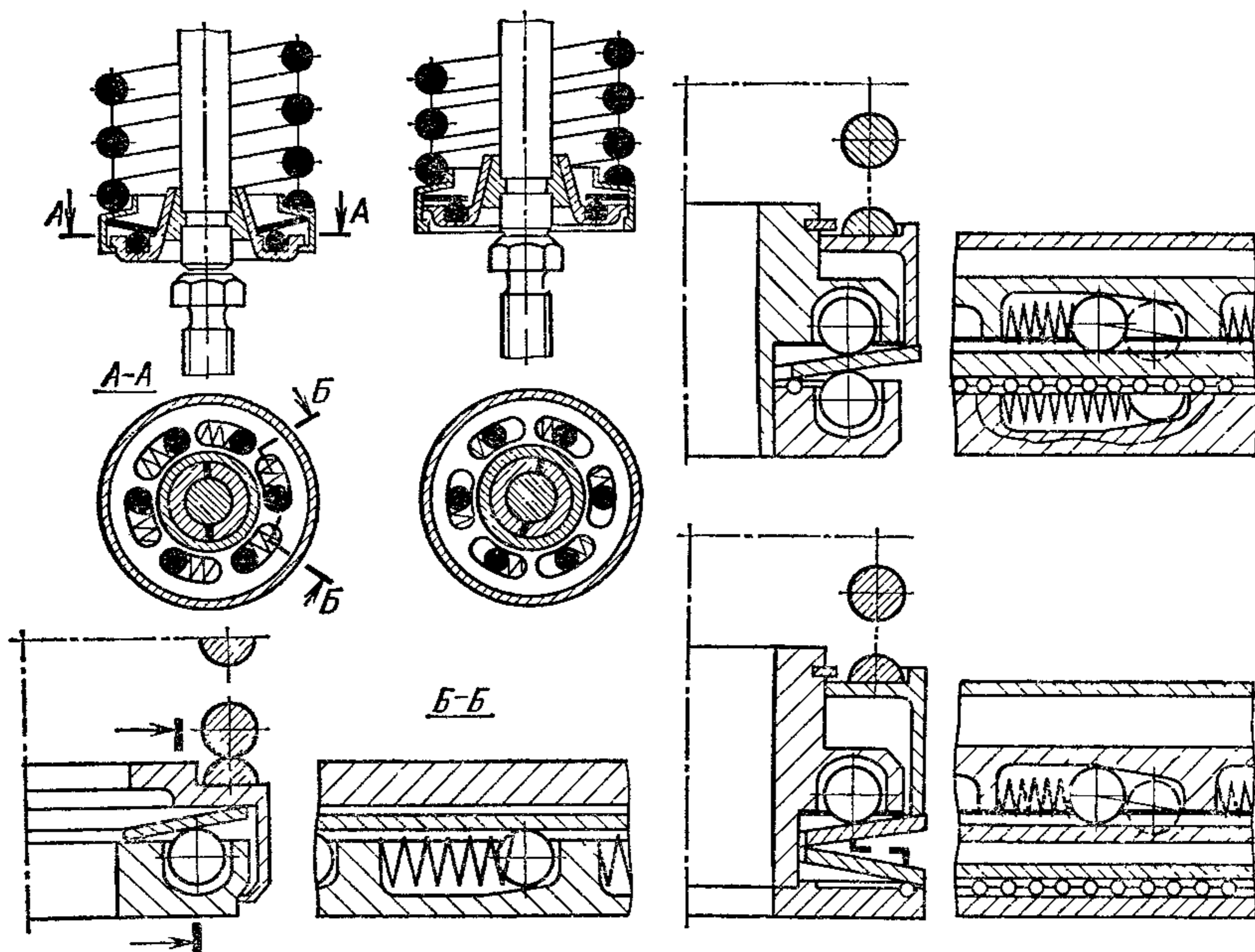


Рис. 301. Механизмы автоматического поворота клапана

на опорную часть стального толкателя наплавливают отбеленный чугун. Цилиндрические и опорные торцовые поверхности стальных толкателей цементируют. Глубина цементованного слоя составляет 0,7—1,5 мм. В чугунных толкателях с наплавленными рабочими поверхностями глубина отбеленного слоя колеблется в пределах

1,5—2,5 мм. Глубина слоя, закаленного с помощью ТВЧ, составляет 2,5 мм. Твердость рабочих торцов толкателя не должна быть ниже *HRC* 54—56, а боковых цилиндрических поверхностей — не менее *HRC* 45.

Распределительные валы штампуют из стали или отливают из чугуна. Стоимость изготовления литых валов ниже. Для валов используют закаливаемые стали 45, 40Г и 50Г или цементуемые стали 20 и 20Г.

Рабочие поверхности шеек вала и поверхностей кулачков подвергают термической обработке ТВЧ с глубиной закалки 2—5 мм или цементации на глубину 1,5—2,2 мм. Твердость поверхности должна быть не менее *HRC* 54—62.

Пружины клапанов изготавливают из сталей 65, 65Г, 50ХФА.

СИСТЕМА СМАЗКИ**§ 1. Оценка нагруженности подшипников**

Подшипники скольжения коленчатого вала работают в условиях непрерывно меняющихся нагрузок и скоростей, а также при переменных количестве, давлении, температуре и вязкости подводимого к ним масла.

Надежность подшипников определяется следующими факторами:

1) жесткостью кривошипа, опор в блок-картере, кривошипной головки шатуна;

2) конструкцией вкладышей и прочностными, антифрикционными и антикоррозионными свойствами материала вкладышей;

3) качеством обработки резанием и точностью изготовления вала, вкладышей и постелей в блок-картере; несоосностью шеек вала и подшипников; корсетностью, конусностью и бочкообразностью шеек;

4) максимальными и средними за рабочий цикл нагрузками и характером передающихся усилий;

5) организацией подачи масла к подшипникам, количеством подводимого масла, его давлением и температурой, а также его вязкостью и физико-химическими свойствами.

При недостаточной жесткости сопрягаемых деталей зазоры в подшипниках при сборке могут достигнуть величин, при которых возможно разрушение антифрикционного слоя, возникновение задиров и повышенных износов.

При деформации сопряженных деталей изменяется также гидродинамическое давление в масляном слое. На рис. 302 показано изменение гидродинамического давления в масляном слое по ширине вкладыша при различных условных средних давлениях (8,5—38,3 МПа) для двух опор в блок-картере разной жесткости.

С увеличением нагрузки закон распределения давления в слое масла изменяется. При высоких давлениях (23,8—38,3 МПа) эпюра принимает седлообразную форму, что вызывается прогибом вала и деформациями опоры. При менее жесткой опоре давление меняется более резко при некотором уменьшении его максимальной величины. Высокие местные давления в масляном слое у краев вкладышей вызывают разрушение антифрикционного слоя. В некоторых случаях эпюры давлений выравнивают путем подбора жесткостей сопрягаемых деталей.

Несущая способность масляного слоя в подшипнике (гидродинамическое давление) обуславливается реакцией вязкой жидкости

при выдавливании ее из зазора. Максимальное давление в слое может превысить 100 МПа. Это давление практически не зависит от давления масла на входе в подшипник.

Механизм образования масляного клина в подшипнике и эпюры давления в поперечном и продольном сечениях показаны на рис. 303.

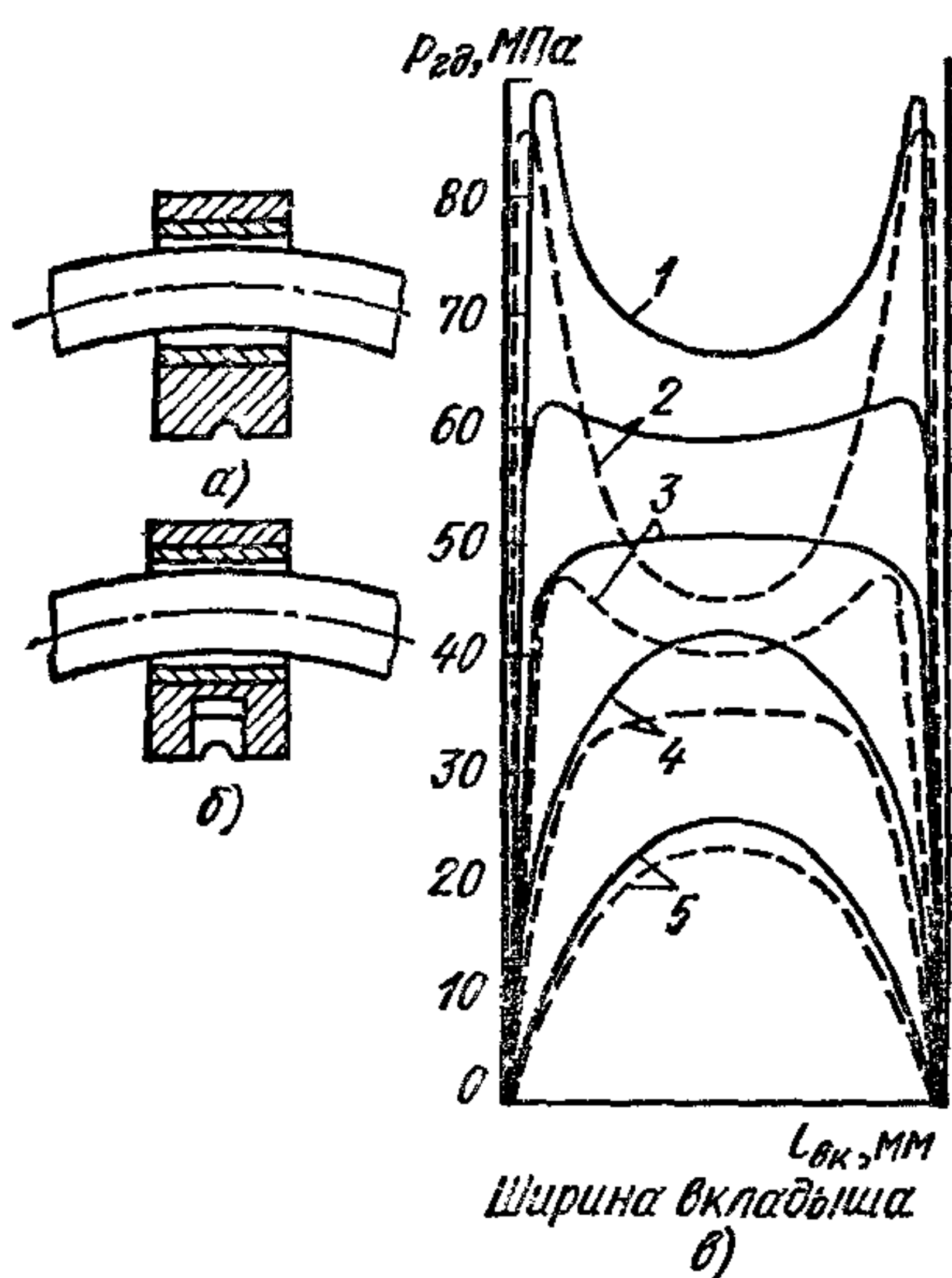


Рис. 302. Изменение давлений в слое масла при различных условных средних давлениях:

a — жесткая опора, *б* — опора с уменьшенной жесткостью за счет прорези в стенке; *в* — гидродинамическое давление $p_{гд}$ по ширине вкладыша $l_{вк}$ для разных опор, 1 — $K_{ср} = 38,3$ МПа; 2 — $K_{ср} = 31,0$ МПа; 3 — $K_{ср} = 24$ МПа; 4 — $K_{ср} = 17,0$ МПа, 5 — $K_{ср} = 8,5$ МПа, сплошные кривые — жесткая опора, штриховые — опора с пониженной жесткостью

снижается. С увеличением частоты вращения температура масла, вытекающего из подшипника, возрастает. При повышении среднего эффективного давления температура масла растет незначительно в соответствии с относительно малым возрастанием в подшипниках потерь на трение.

Центр вала при вращении не совпадает с геометрической осью отверстия подшипника и описывает окружность радиусом, меньшим радиального зазора на величину эксцентриситета e (рис. 303): $\delta = 0,5 (D_H - e)$. От смещения оси вала зависит минимальный и максимальные зазоры в нагруженной области подшипника. Минимальный и максимальные зазоры:

$$h_{\min} = \delta - e = \delta (1 - \chi); \quad h_{\max} = \delta (1 + \chi),$$

где χ — относительный эксцентриситет; $\chi = e/\delta$.

Масло, поступающее под избыточным давлением из магистрали, затягивается вращающимся валом. Протяженность нагруженной области в масляном слое соответствует длине дуги с центральным углом $120-130^\circ$. Масло к подшипнику следует подводить в область низких давлений — в ненагруженную зону. Количество масла, поступающего в подшипник, пропорционально его давлению на входе; влияние нагрузки на подшипник при этом незначительно.

Как показали исследования, основное количество масла, подводимого к подшипнику, вытекает через зазоры в ненагруженной области, поэтому подшипник охлаждается неравномерно. Нагруженная область охлаждается менее интенсивно вследствие большего выделения теплоты в этой зоне и меньшего расхода масла через нее. С повышением температуры вязкость масла падает и расход масла через подшипник соответственно увеличивается. Несущая способность слоя при этом

Минимальный зазор (или минимальная толщина слоя масла) с учетом, что шероховатость рабочих поверхностей шеек вала и вкладышей соответствует 8-му классу, должен составлять 6—8 мкм; при этом надежность подшипников достаточно высокая. С возрастанием нагрузки при выбранных размерах ширины вкладыша l и диаметра d эксцентриситет e увеличивается.

Уменьшение вязкости масла μ , увеличение эксцентриситета e и повышение угловой скорости вала ω приводит к понижению h_{\min} .

При гидродинамическом расчете в первую очередь определяют минимальную толщину слоя масла, которая должна быть больше некоторой критической толщины $h_{кр}$, обеспечивающей жидкостное трение. Критическая толщина, зависящая от шероховатости поверхностей вкладыша и шейки вала и от величины их деформаций, равна 3—4 мкм.

Отношение минимальной толщины масляного слоя к критической называется коэффициентом надежности работы подшипника:

$$N = \frac{h_{\min}}{h_{кр}} \geq 1,5.$$

Для нахождения минимальной толщины масляного слоя определяют по диаграммам (рис. 304, а и б) относительный эксцентриситет, зависящий от относительной ширины подшипника l/d и безразмерного коэффициента нагруженности;

$$\Phi = \frac{k_{\max} \psi^2}{\mu \omega},$$

где k_{\max} — максимальное давление, определяемое из полярных диаграмм сил, действующих на шатунную или коренную шейку, Па (см. рис. 223 и 225); ψ — относительный зазор, $\psi = \Delta/d$ (Δ — диаметральный зазор, d — диаметр шейки; μ — динамическая вязкость масла, Па·с; ω — угловая скорость вала, 1/с).

Относительный эксцентриситет возрастает при увеличении коэффициента нагруженности и уменьшении отношения l/d .

Коэффициент надежности определяют для постоянно действующей силы, поэтому расчет является условным, тем более что не учитывается искажение под действием нагрузки геометрической формы вала и подшипника.

Входящая в выражение коэффициента нагруженности динамическая вязкость зависит от сорта и температуры масла (рис. 305).

Тепловое состояние подшипника характеризуется средней температурой масла

$$t_{м.ср} = \frac{t_{м.вх} + t_{м.вых}}{2},$$

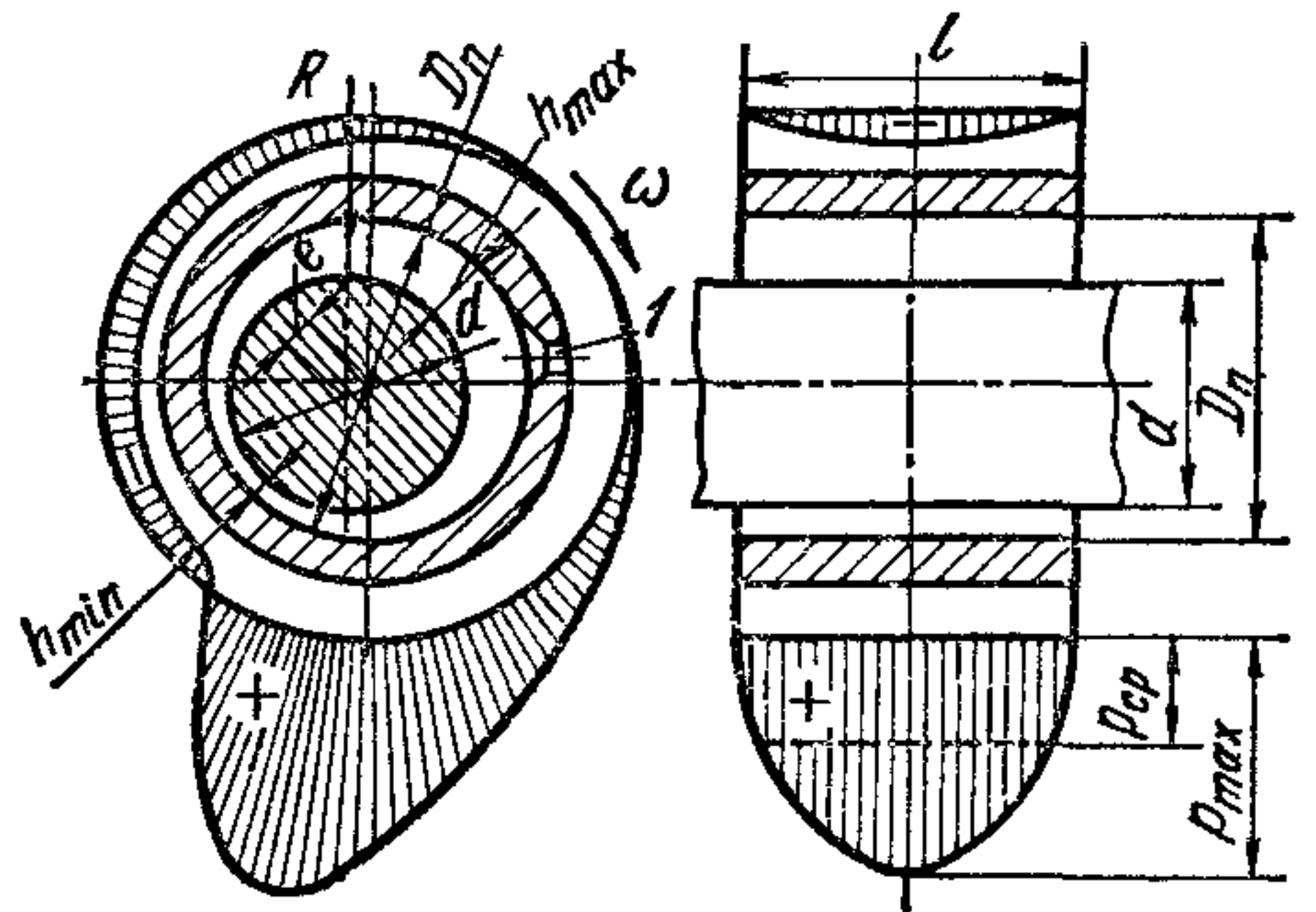


Рис. 303. Эпюры гидродинамических давлений в слое масла подшипника:

1 — канал для подвода масла

где $t_{м.вх}$ и $t_{м.вых}$ — температуры соответственно масла, поступающего в подшипник и вытекающего из него.

На режиме номинальной мощности $t_{м.вх} = 80 \div 90^\circ \text{C}$, температура подогрева масла в подшипнике не превышает $20\text{—}30^\circ \text{C}$, $t_{м.вых} = 90 \div 110^\circ \text{C}$. Температуру подогрева масла определяют из теплового расчета подшипника, для чего подсчитывают количество масла, прошедшего через подшипник и коэффициент жидкостного трения.

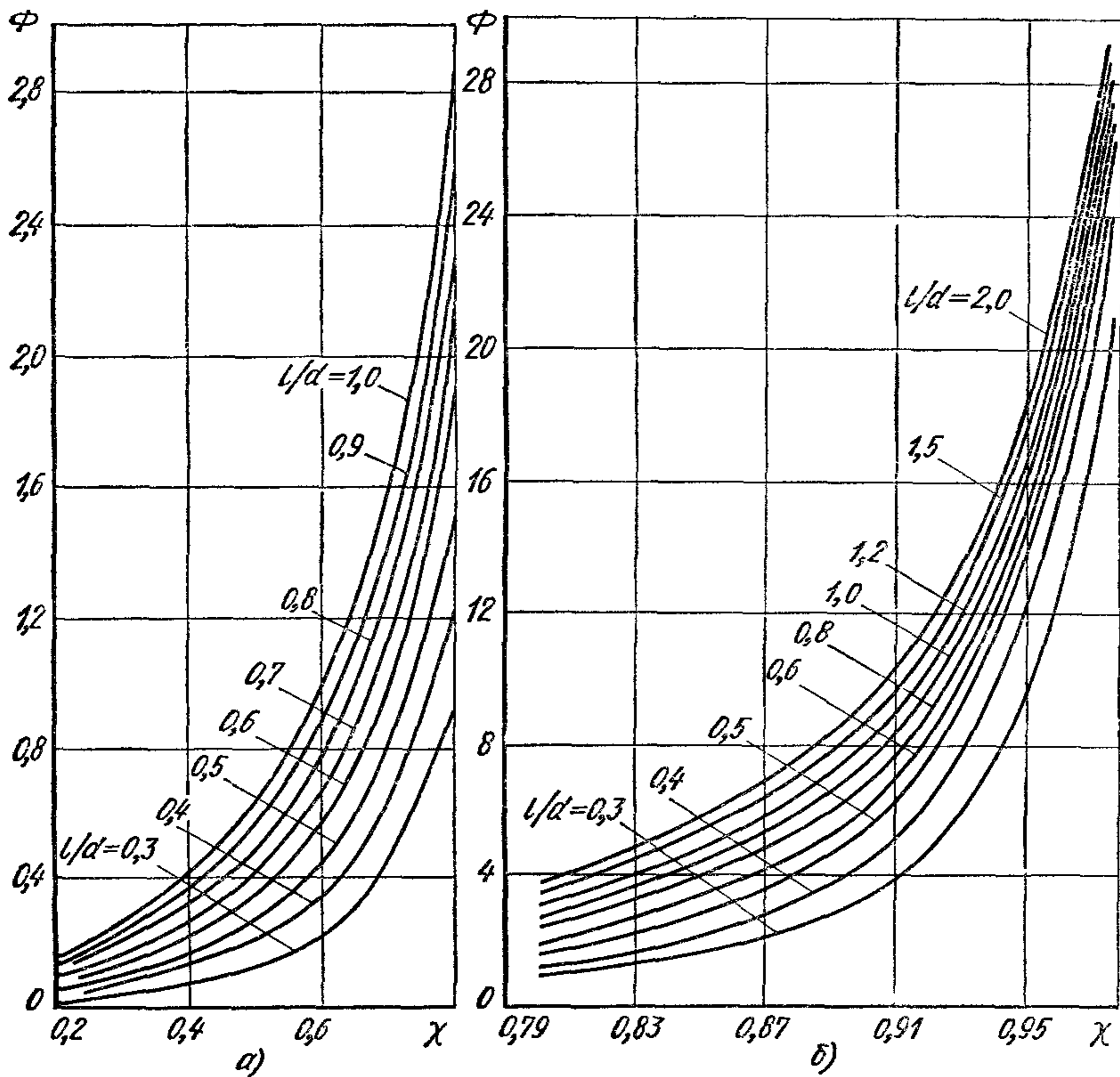


Рис. 304. Диаграммы для определения относительного эксцентриситета

Температура подшипников повышается при увеличении частоты вращения, нагрузки, температуры охлаждающей жидкости и масла, при снижении давления масла в системе. На пути между картером двигателя и подшипниками масло подогревается теплотой от стенок блок-картера и насоса на $15\text{—}18^\circ \text{C}$. С повышением температуры масла снижается вязкость и несущая способность масляного слоя. При этом возрастают износы поверхностей вала и вкладышей.

При повышенных износах увеличивается количество масла, проходящего через подшипник, и температура его может понизиться на $4\text{—}6^\circ \text{C}$.

Нагрузки, действующие на подшипник, находят по полярным диаграммам (см. рис. 223 и 225). С увеличением частоты вращения

возрастают силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. В карбюраторных двигателях силы давления газов при этом несколько уменьшаются вследствие падения коэффициента наполнения. В дизелях максимальные силы давления газов, как правило, при повышении частоты вращения несколько возрастают. Таким образом, соотношение между силами давления газов и силами инерции определяет форму полярной диаграммы — ее полноту на участках угла поворота кривошипа $0-360^\circ$ и $420-720^\circ$ для четырехтактного двигателя и область максимальных сил на участке $360-420^\circ$ (см. рис. 223).

С увеличением частоты вращения вала карбюраторного двигателя полярная диаграмма становится полнее, но максимальные силы при этом не уменьшаются, поэтому работа двигателя на режиме номинальной частоты вращения характеризуется более высокими средними и максимальными нагрузками, чем на всех других скоростных режимах.

На режиме крутящего момента у дизелей максимальные нагрузки достигают предельных значений, а средние нагрузки заметно снижаются. Вследствие этого коэффициент надежности подшипника следует определять на режиме максимального крутящего момента. Режим номинальной частоты вращения будет соответствовать повышенному тепловому состоянию подшипника.

В табл. 44 приведены средние $k_{ср}$ и максимальные условные k_{max} давления на шатунные шейки и отношение $k_{max}/k_{ср}$ для двигателей с искровым зажиганием, с различной номинальной частотой вращения и со степенями сжатия, равными 7—9. Условные давления подсчитывали по развернутым полярным диаграммам (см. рис. 223):

$$k_{ср} = \frac{R_{ш,ш,ср}}{l_{ш,ш} d_{ш,ш}} \quad \text{и} \quad k_{max} = \frac{R_{ш,ш,max}}{l_{ш,ш} d_{ш,ш}},$$

где $l_{ш,ш}$ — рабочая ширина вкладыша.

Табл. 44 составлена по данным для большего числа двигателей; при этом отклонения от приведенных в ней величин для разных двигателей достигают $\pm 5\%$ для $k_{ср}$ и $\pm 12\%$ для k_{max} . Отклонения

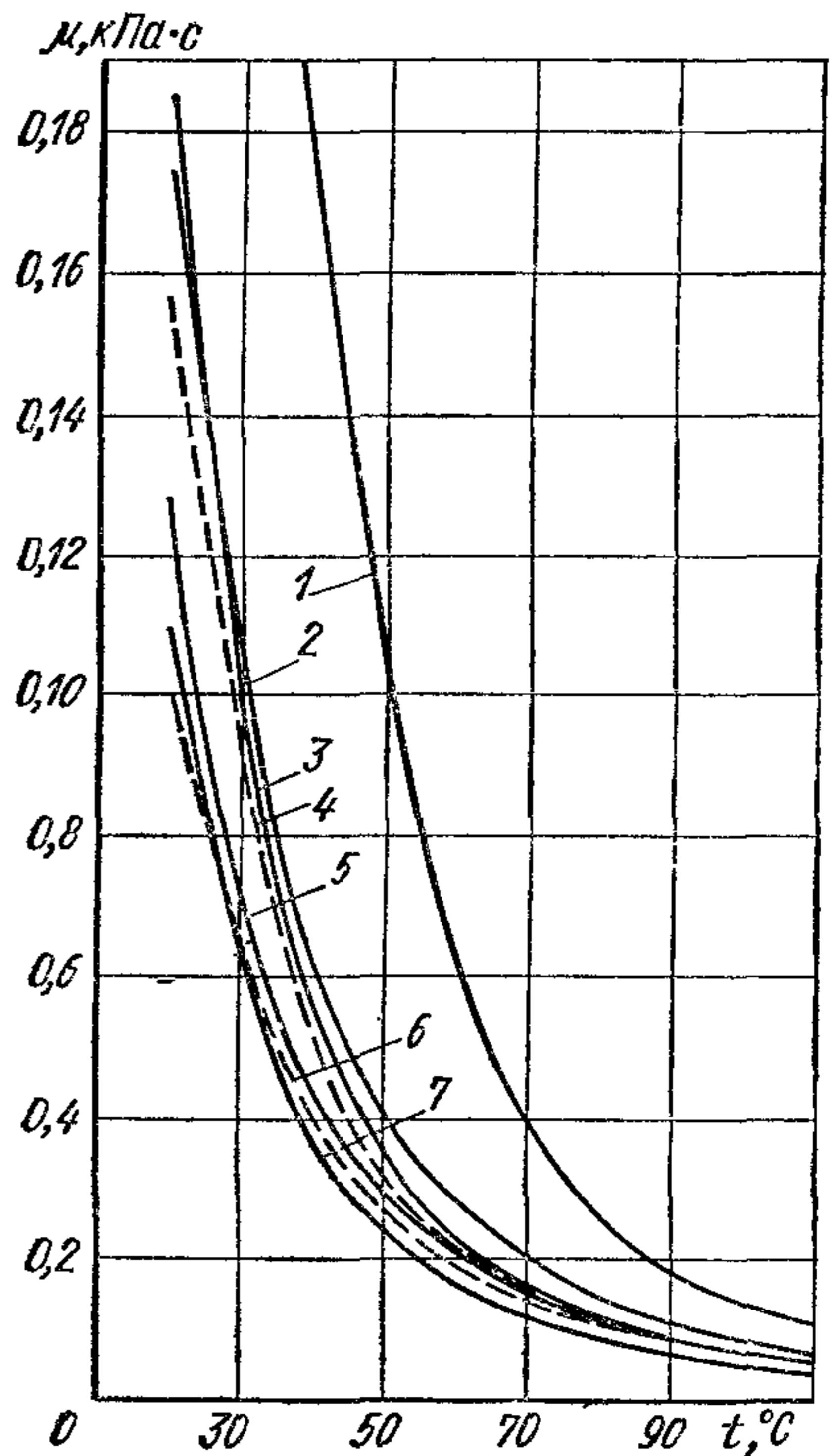


Рис. 305. Изменение динамической вязкости различных масел в зависимости от температуры:

1 — МТ-16П, 2 — АСЗП-10; 3 — ДС 8; 4 — АС-8, 5 — М8Г, 6 — М6ГФС, 7 — М8ГИ

вызваны в основном различием в степенях сжатия ε . У двигателей с $\varepsilon=10$ и выше среднее давление повышается еще на 10%, а максимальное достигает 23—27 МПа.

44. Средние и максимальные условные давления на шатунную шейку двигателей с искровым зажиганием

Параметры	Номинальная частота вращения						
	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
$k_{\max}/k_{\text{ср}}$	1,87	1,87	1,87	1,87	1,77	1,59	1,57
k_{\max} , МПа	11,2	11,6	12,0	13,0	15,0	17,5	20,0
$k_{\text{ср}}$, МПа	6,0	6,2	6,4	7,0	8,5	11,0	12,7

В табл. 45 приведены максимальные и условные средние давления в подшипниках дизелей, изготовленных из свинцовистой бронзы и алюминиевооловянистого сплава.

45. Максимальные и условные средние давления (в МПа) на шатунную шейку дизелей

Режим	$k_{\text{ср}}$	k_{\max}
Номинальные частоты вращения (2100—3000 об/мин)	6,5—8,5	28—42
Максимального крутящего момента	3,5—5,0	27—35

При переходе на режим максимального крутящего момента (что соответствует уменьшению частоты вращения примерно в 2 раза) у дизелей максимальное давление k_{\max} возрастает в 1,35—1,45 раза, а среднее давление $k_{\text{ср}}$ снижается в 1,70—2,15 раза.

Средние и максимальные условные давления у коренных промежуточных шеек получаются меньшими, чем у шатунных (в 1,2—2,0 раза).

В условиях эксплуатации наблюдаются следующие формы разрушений поверхностей вкладыша.

1. Коррозия, вызываемая кислотами, содержащимися в масле, при их контакте с поверхностью вкладыша (поверхность становится бугристой). Для избежания агрессивного действия кислот на рабочую поверхность вкладыша электролитическим путем наносят слой индия с оловом.

2. Эрозия, возникающая в результате граничного или сухого трения. При этом оголяется основной антифрикционный слой в результате снятия тонкого слоя олова. Эрозию можно уменьшить путем улучшения микрогеометрии поверхности шеек и повышения тонкости очистки масла. Слой олова толщиной 0,02—0,04 мм препятствует эрозионному разрушению поверхности в течение длительного периода работы.

3. Кавитационные разрушения, как правило, ограничивающиеся местными повреждениями поверхности, вызываются неравномерным поступлением масла в подшипник из-за периодического перекрытия маслоподводящих каналов, разрывов потока масла в каналах коленчатого вала и других явлений. Кавитации можно избежать, создавая плавные переходы и желобок у краев масляного отверстия и канавки на поверхности вкладыша в местах выхода масла.

4. Усталостное выкрашивание.

В эксплуатации часто причиной разрушения также является проворачивание вкладышей в результате потери монтажного натяга.

§ 2. Система смазки с мокрым картером

Форсирование автомобильных двигателей по энергетическим показателям сопровождается увеличением окружных скоростей шеек валов, средних и максимальных давлений в подшипниках коленчатого вала, в сочленениях шатуна, на поверхностях поршня, в зубьях шестерен механизма привода и т. п. При этом температурные режимы указанных деталей, и в особенности поршневой группы и подшипников, значительно повышаются.

В этих условиях система смазки должна обеспечивать:

- 1) наличие несущего масляного слоя на поверхностях сопряженных деталей;
- 2) охлаждение поверхностей путем отвода теплоты маслом, подводимым к ним с избытком;
- 3) вымывание продуктов износа из подшипников и зазоров между сопряженными поверхностями.

Все чаще в двигателях система смазки используется также для организованного отвода теплоты от деталей, которые непосредственно не соприкасаются с охлаждающей жидкостью. К ним относятся внутренняя поверхность поршня, корпуса трубокомпрессора (в зонах подшипников), шестерни и др.

В существующих системах смазки масло подается под давлением к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала (100% выпускаемых моделей); поршневому пальцу (главным образом у дизелей — 30%); подшипникам и шестерням распределительного вала и к деталям привода клапанного механизма — толкателям и коромыслам; гильзам цилиндров и кулачкам распределительного вала путем опрыскивания через кривошипную головку шатуна.

В зависимости от мощности двигателя и условий работы применяют системы смазки двух типов: с мокрым (рис. 306) и сухим картерами.

Система с мокрым картером получила преимущественное распространение. Масло в этом случае находится в углублении картера. При больших продольных углах наклона двигателя, когда автомобиль движется по горным дорогам, в системах с мокрым картером уровень масла может быть расположен выше переднего или заднего концов коленчатого вала. При этом передний и задний сальники будут находиться под избыточным давлением. В горных условиях остановка автомобиля на уклоне при недостаточно надежном уплот-

нении концов вала может вызвать утечку масла. В случае резкого торможения и разгона автомобиля масло в избытке забрасывается на стенки цилиндров, вследствие чего повышается его расход. Для уменьшения взбалтывания масла углубление в картере для масла обычно отделяют от остального пространства успокоительным листом (с прорезями или с отверстиями малого диаметра, через которые стекающее масло поступает в поддон). Высота двигателя при системе смазки с мокрым картером возрастает.

Форма и размеры нижней половины картера должны обуславливать стекание масла в неполностью изолированные объемы. Это

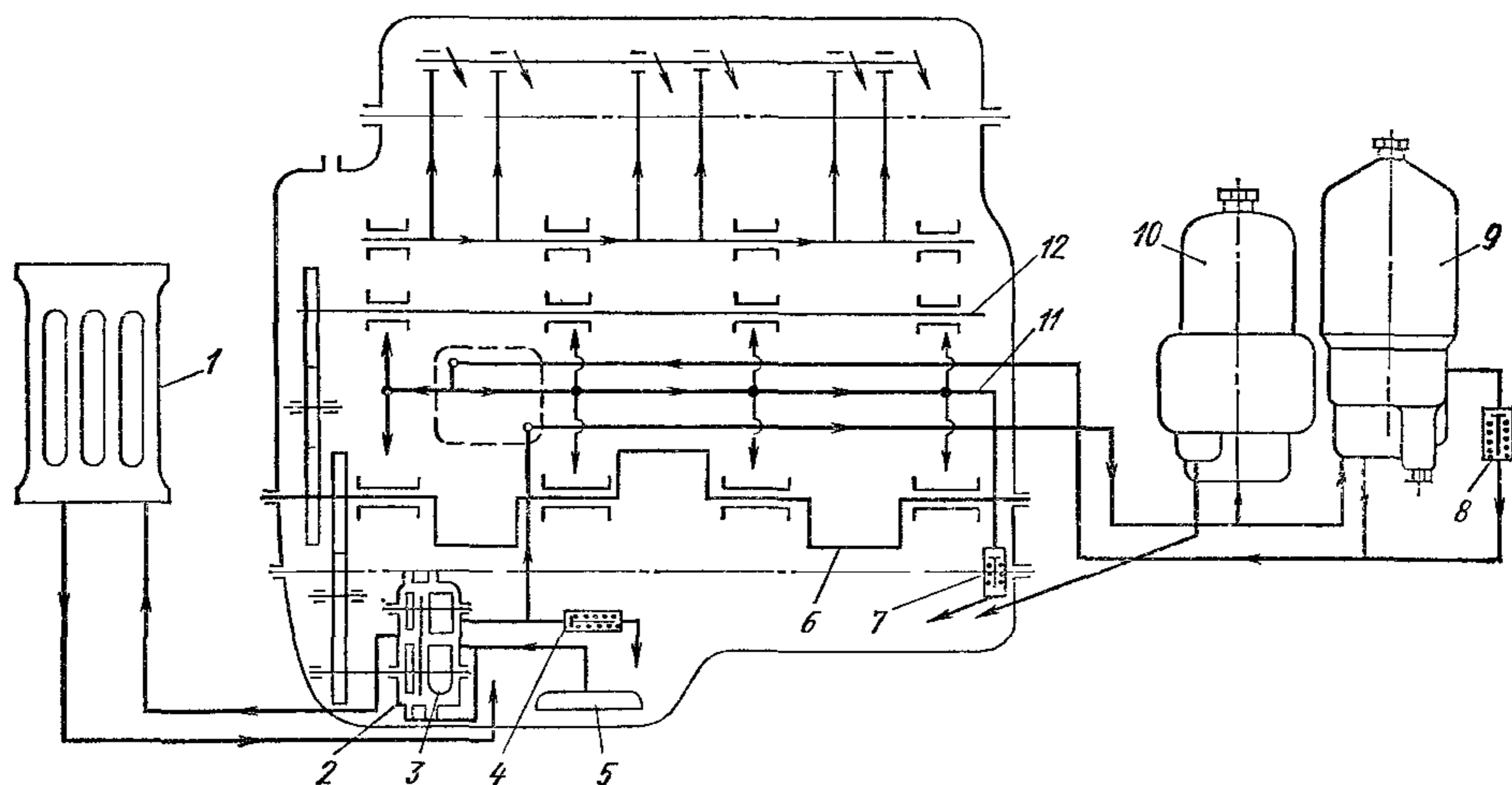


Рис. 306. Схемы смазки с мокрым картером:

1 — воздухомасляный радиатор; 2 и 3 — автономная и нагнетательная секции насоса; 4 — редукционный клапан; 5 — маслозаборник; 6 — коленчатый вал; 7 и 8 — перепускные клапаны; 9 и 10 — фильтры грубой и тонкой очистки; 11 — главная магистраль; 12 — распределительный вал

позволяет уменьшить количество барботируемого масла, понизить внутренние потери в двигателе, а также избежать вспенивания масла. Коэффициент подачи насоса при этом возрастает.

Маслозаборник может быть неподвижным сетчатым, располагаемым в нижней части углубления картера (см. рис. 306), или качающимся, плавающим на уровне масла. В первом случае удастся избежать попадания воздуха в систему смазки при резком изменении уровня масла.

В маслозаборниках устанавливают предохранительную сетку для улавливания относительно крупных механических частиц. Размер проходных ячеек в сетке колеблется в пределах 0,5—0,8 мм². Общая площадь сетки достигает 8,2 см²/кВт обеспечивая пробег автомобиля 80 000 км без ее очистки.

В системе смазки с сухим картером основное количество масла помещается в специальных емкостях-баках, расположенных вне двигателя или внутри картера.

Масло к подшипникам вала может подводиться по главной магистрали 2 (рис. 238, *в*) расположенной в блок-картере, или из внутренних полостей (рис. 279, *а* и 281, *а*) шеек вала (центральной магистрали). В первом случае масло нагнетается из неподвижного капала постоянно в одну зону коренного подшипника (ненагруженную), во втором — через радиальные каналы в шейках вращающегося вала. Последняя система смазки получила распространение в двигателях с коренными подшипниками качения. Кроме того, ее рационально применять в двигателях, в которых на переднем конце коленчатого вала устанавливается центрифуга для тонкой очистки масла (рис. 281). Масло при последовательном прохождении через все шейки вала дополнительно очищается центробежным способом. Недостатком такой схемы является трудность продавливания холодного масла через внутренние полости вала при прогревании двигателя после пуска.

В карбюраторных двигателях с менее нагруженными подшипниками давление масла при номинальной частоте вращения достигает 0,3—0,5 МПа и в дизелях 0,5—0,7 МПа. При повышенном сопротивлении системы давление, при котором открывается редукционный клапан, увеличивают до 0,8—1,0 МПа.

Перепад давления в перепускных клапанах фильтра грубой очистки составляет 0,2—0,3 МПа, полнопоточного фильтра тонкой очистки 0,1—0,25 МПа и масляного радиатора 0,1—0,3 МПа.

Емкость системы смазки зависит от объема картера, фильтров, радиатора и магистральных каналов, а также от расхода масла в эксплуатации до его очередной смены. Количество масла в картере должно обеспечивать работу насоса без подсоса воздуха через маслозаборник при различных углах крена двигателя.

При наличии масляных радиаторов, которыми снабжены двигатели грузовых автомобилей, температура масла практически не зависит от объема системы.

Удельная емкость (объем, отнесенный к номинальной мощности) систем смазки с мокрыми картерами для двигателей различных типов имеет следующие значения (в л/кВт):

Карбюраторных автомобилей:	
легковых	0,07—0,14
грузовых	0,14—0,21
Дизели грузовых автомобилей	0,14—0,21

Меньшие значения относятся к двигателям, снабженным масляным радиатором и имеющим повышенную скорость циркуляции масла. В дизелях с сухими картерами удельная емкость системы смазки колеблется в пределах 0,15—0,70 л/кВт.

§ 3. Масляные насосы

Циркуляция масла в системах смазки создается шестеренчатыми насосами с внешним зацеплением шестерен, имеющих прямые или косые зубья (рис. 307). Некоторое распространение начинают получать насосы, имеющие шестерни с внутренним зацеплением (рис. 307, *в*).

Насосы располагают как внутри двигателя (без непосредственного к ним доступа), так и снаружи. Привод насосов осуществляется от ведущей шестерни, расположенной на переднем конце коленчатого вала, или от распределительного вала. В последнем случае ведущую косозубую шестерню изготавливают вместе с валом. В случае

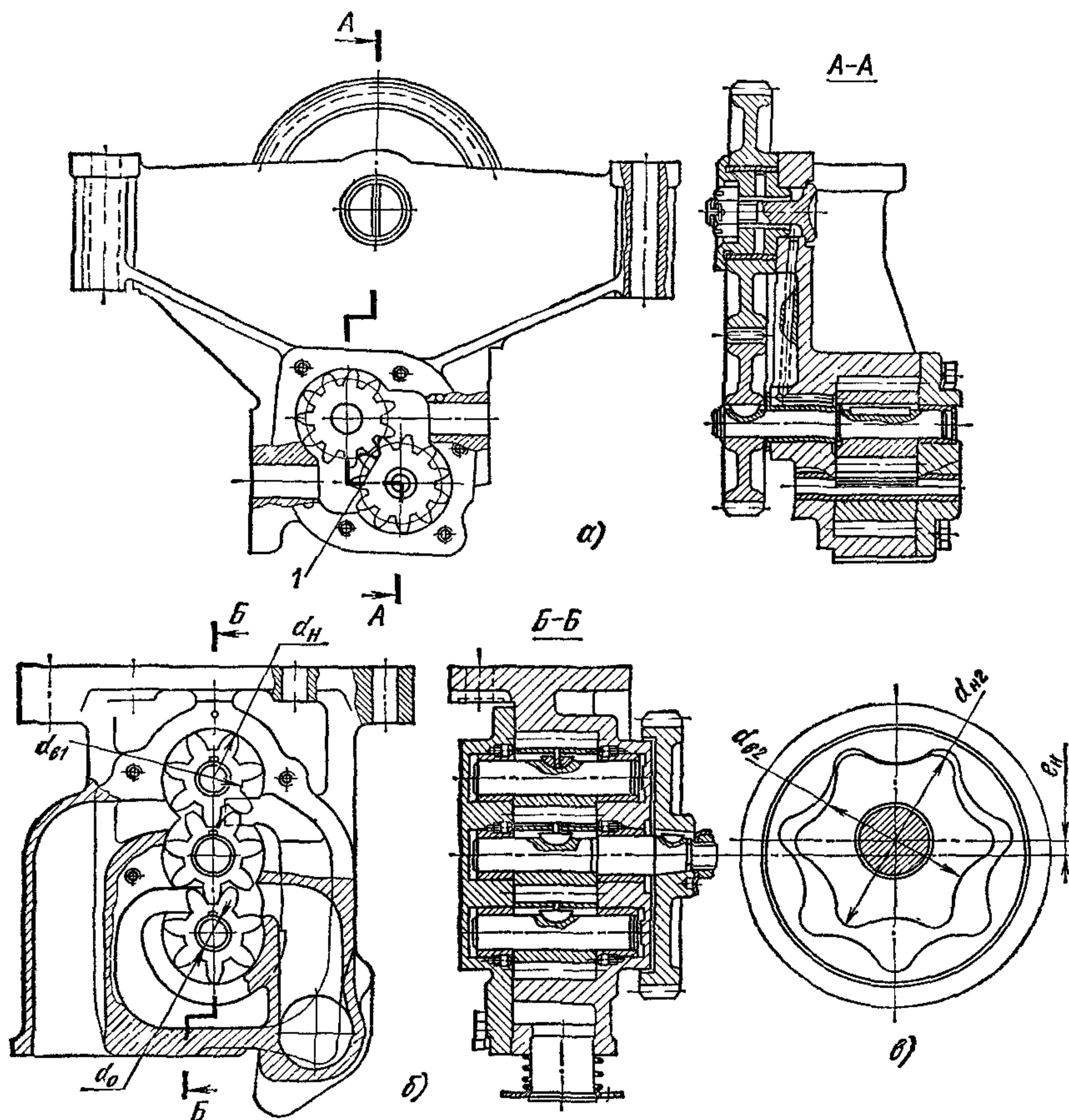


Рис. 307. Шестеренчатые насосы:

а — односекционный; б — двойной двухсекционный; в — односекционный с шестернями внутреннего зацепления

привода от коленчатого вала корпус насоса обычно крепят непосредственно к крышке переднего подшипника или одновременно к двум крышкам, на которых обрабатывают установочные плоскости. В некоторых конструкциях для корпуса насоса используют крышку переднего подшипника.

Частота вращения вала насоса, соответствующая номинальному режиму работы, достигает 4000—5000 об/мин. Передаточные числа между коленчатым или распределительным валом и валом насоса составляют 1,0—1,5. С увеличением частоты вращения коэффициент

подачи насоса уменьшается из-за возрастания сопротивления на линии всасывания и влияния центробежного эффекта, выражающегося в отбрасывании масла из впадины между зубьями в направлении впускного окна. Чтобы избежать этого явления, окружная скорость шестерен насоса на радиусе начальной окружности зацепления не должна превышать 10 м/с.

Для систем смазки с мокрым картером применяют односекционные насосы (рис. 307, а и в). В системах с сухим картером устанавливают двух- (рис. 307, б) или трехсекционные насосы с одной нагнетающей секцией и одной или двумя откачивающими. Общая производительность откачивающих секций обычно в 2 раза больше производительности нагнетающей. В некоторых насосах две откачивающие секции объединяют в одну, что позволяет уменьшить число шестерен.

Двухсекционные насосы используют для автопомпой подачи масла одной из секций для охлаждения в радиатор с последующим сливом масла в картер (см. рис. 306). При включении масляного радиатора в отдельный контур создаются более стабильные условия для его работы.

Требуемая производительность насоса определяется количеством масла:

1) подводимым к подшипникам коленчатого вала, что соответствует 50—70% всего количества масла, поступающего в главную магистраль;

2) перепускаемым через редукционный клапан насоса и фильтр тонкой очистки в картер;

3) подводимым к распределительному валу, механизмам привода клапанов и вспомогательным агрегатам (компрессору, шестерням, турбокомпрессору и т. п.);

4) расходуемым для охлаждения днища поршня и смазки цилиндров.

Тепловой режим подшипника зависит не только от нагрузок, передающихся со стороны вала, но и от окружных скоростей на его шейках. При больших окружных скоростях (15 м/с) могут возникнуть зоны перегрева с последующим разрушением антифрикционного слоя. Для окружных скоростей больше 5 м/с, при которых подшипники непременно должны охлаждаться маслом, подача масла к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, согласно опытным данным

$$V_{\text{под}} = C n_{\text{ном}} d^2 i_{\text{под}},$$

где C — коэффициент; $C = 0,008 \div 0,012$; $n_{\text{ном}}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин; d — диаметр шеек вала, м; $i_{\text{под}}$ — общее число шатунных и коренных подшипников; $V_{\text{под}}$ — м³/ч.

Для двигателей мощностью $N_e \geq 450$ кВт или с частотой вращения $n \geq 4000$ об/мин коэффициент C принимают ближе к верхнему пределу.

Производительность насоса с учетом перепуска масла через редукционный клапан и сливной клапан в фильтре тонкой очистки (в м³/ч)

$$V_{\text{н}} = (1,7 \div 2,5) V_{\text{под}}$$

Большая производительность относится к двигателям, у которых масло используется для охлаждения поршней.

По статистическим данным насосом подается следующее количество масла [в м³/(Вт·ч)]:

Карбюраторные двигатели с подшипниками:	
из мягких сплавов	(20—27) · 10 ⁻⁶
Дизели:	
без охлаждения поршней маслом	(27—41) · 10 ⁻⁶
с наддувом и охлаждением поршней маслом	(48—68) · 10 ⁻⁶

Количество масла, необходимое для охлаждения поршней, зависит от типа двигателя, системы охлаждения, степени наддува и частоты вращения. Для охлаждения затрачивается 30—50% масла, поступающего для смазки механизмов.

Подача масляного насоса, выраженная через теоретическую подачу $V_{\text{т}}$ (в м³/ч), при допущении, что объем зуба равен объему впадины между зубьями, определяется из выражений, связывающих основные размеры зубчатых шестерен:

для насоса с шестернями внешнего зацепления (рис. 307, а, б)

$$V_{\text{н}} = \eta_{\text{н1}} V_{\text{т}} = 47 \eta_{\text{н1}} (d_{\text{н1}}^2 - d_{\text{в1}}^2) b n_{\text{н}};$$

для насоса с внутренним зацеплением (рис. 307, в)

$$V_{\text{н}} = \eta_{\text{н2}} V_{\text{т}} = 47 \eta_{\text{н2}} (d_{\text{н2}}^2 - d_{\text{в2}}^2) b n_{\text{н}},$$

где $\eta_{\text{н1}}$ — объемный коэффициент подачи, $\eta_{\text{н1}} = 0,75 \div 0,85$; $d_{\text{н1}}$ и $d_{\text{в1}}$ — диаметры соответственно окружностей ножек и головок шестерен, м; b — длина зуба или высота ротора, м; $n_{\text{н}}$ — частота вращения ведущего вала насоса, при частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{ном}}$, об/мин; $\eta_{\text{н2}}$ — объемный коэффициент подачи при противодавлении до 1 МН/м² и $n_{\text{н1}} = 400 \div 500$ об/мин, $\eta_{\text{н2}} = 0,8 \div 0,9$; $d_{\text{н2}}$ и $d_{\text{в2}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры внутреннего ротора, м.

Коэффициент подачи зависит от многих факторов и в первую очередь от величины торцовых и радиальных зазоров между шестернями и корпусом, температуры и вязкости масла, разрежения на входе в насос и противодавления на выходе, числа оборотов шестерен и размеров насоса.

Осевой зазор колеблется в пределах 0,05—0,15 мм, а радиальный 0,05—0,18 мм.

Габаритные размеры и массу масляных насосов стремятся по возможности уменьшить, что достигается повышением частоты вращения и применением шестерен с малым числом зубьев (до шести-семи) при большом модуле. При этом возникают трудности с уплотнением полости высокого давления, которые частично устраняются при установке шестерен с косыми или коррегированными зубьями.

Для получения эффективного радиального уплотнения толщина вершины зуба должна быть не менее 1,5—2,0 мм. Диаметр вала выбирают из условия $d_0 \leq d_{в1} - 5$ мм (рис. 307, б). Длина зубьев должна быть в пределах $(1,2 \div 1,5) d_{н1}$. При большей длине ухудшается уплотнение и возникают значительные напряжения в валу.

Насосы с внутренним зацеплением (рис. 307, в) имеют преимущества в отношении габаритных размеров и массы. Насос работает по принципу вытеснения. У наружного ротора число зубьев больше, чем у внутреннего. Ось внутреннего ротора расположена эксцентрично относительно оси внешнего. Величина эксцентриситета e_n равна половине высоты зуба. Характерные параметры шестерен внешнего зацепления масляных насосов приведены в табл. 46.

46. Основные параметры шестерен внешнего зацепления масляных насосов

Параметры	Карбюраторные двигатели		Дизели		
	Карбюраторные двигатели	Дизели	Параметры	Карбюраторные двигатели	Дизели
Диаметр начальной окружности, мм	26—36	34—52	Высота зуба, мм	7,7—10,2	7,6—9,6
Модуль	3,50—4,75	4,00—4,25	Длина зуба, мм	20—50	36—50
Число зубьев	7—8	7—12	Зазор, мм:		
			радиальный	0,05	
			торцовый	0,04	

Большое влияние на действительную производительность насоса оказывают сопротивления на линии всасывания и противодействие в нагнетающей магистрали, зависящие от скоростей потока в каналах.

На линии всасывания в подводящем маслопроводе скорости, подсчитанные по теоретической подаче насоса, у карбюраторных двигателей достигают 1,3—3,6 м/с, а у дизелей 2,0—5,0 м/с. Скорости нагнетания масла в главной магистрали соответственно равны 1,8—4,5 м/с и 3,8—6,1 м/с.

Шестерни выполняют стальными, чугунами или из металлокерамики.

§ 4. Масляные фильтры

Необходимая степень фильтрации и тонкость очистки масла от механических примесей определяются высокими удельными нагрузками на рабочих поверхностях подшипников и значительными окружными скоростями на шейках валов; малыми зазорами в подшипниках и повышенной твердостью их антифрикционных сплавов. Допустимый размер частиц примесей зависит от зазоров в подшипниках.

В тяжело нагруженных подшипниках коленчатых валов несущая способность масляного слоя обеспечивается при относительно малых диаметральных зазорах, абсолютная величина которых колеблется в пределах 0,025—0,050 мм у карбюраторных двигателей и 0,04—0,12 мм у дизелей. Чтобы избежать износа и задиров трущихся по-

верхностей, размер частиц, пропускаемых фильтром, должен быть меньше критического зазора (3—4 мкм) в подшипнике. Вкладыши с высокой твердостью антифрикционного сплава работают без повреждения поверхностей только при достаточно тонкой очистке масла.

В существующих системах смазки применяют фильтры грубой и тонкой очистки, которые улавливают частицы размером соответственно до 30 и 60 и 0,5—1 мкм.

Фильтры грубой очистки включают последовательно перед главной магистралью, и весь поток масла, поступающий к подшипникам коленчатого вала, фильтруется (полнопоточная очистка). При холодном вязком масле и в случае засорения фильтрующей поверхности давление перед фильтром повышается, и масло в главную магистраль частично или полностью начинает нагнетаться через перепускной клапан в обход фильтра.

Фильтры тонкой очистки с малой пропускной способностью и высоким сопротивлением фильтрующего элемента устанавливают на ответвлении — параллельно главной магистрали. Очищенное масло отводится непосредственно в картер.

Пропускная способность фильтров тонкой очистки не превышает 15—25% производительности масляного насоса. После фильтра тонкой очистки расположено дросселирующее отверстие, которое в случае прорыва фильтрующего элемента препятствует падению давления в главной магистрали.

Для грубой очистки масла применяют сетчатые фильтры с числом сквозных отверстий до 50 000 на 1 см², ленточно-щелевые, пластинчато-щелевые со счищающими пластинчатыми скребками (двигатели ЗИЛ-130, ЗИЛ-164, ЗМЗ-21 и др.), которые задерживают частицы размером до 50—125 мкм; для тонкой очистки — поверхностные, бумажные, картонные (рис. 308, а и б) или поглощающие — войлочные, из древесной муки (рис. 308, в), комбинированные (рис. 308, г) фильтры, а также центрифуги (рис. 308, д и е).

Бумажные элементы с толщиной фильтрующей перегородки до 0,6 мм и картонные с толщиной 0,6—1 мм для увеличения фильтрующей поверхности выполняют складчатой формы с удельной площадью 5—12 см²/см³ и с пористостью около 70% (рис. 308, а, и б,). Комбинированные фильтры (рис. 308, д) состоят из двух фильтров: грубой очистки (обычно пластинчато-щелевого типа) и тонкой очистки (картонного или центрифуги).

Для улавливания продуктов износа (ферромагнитных частиц) в картерах, в корпусах фильтров, кроме того, устанавливают магнитные уловители в виде пробок.

Наиболее совершенная фильтрация достигается при проходе всего циркулирующего масла через фильтр тонкой очистки (полнопоточная очистка). Длительная работа двигателя с малыми потерями давления в полнопоточных фильтрах емкостного и поверхностного типов может быть обеспечена только при их относительно больших габаритных размерах. Для полнопоточной фильтрации применяют также поверхностные бумажные или картонные и комбинированные филь-

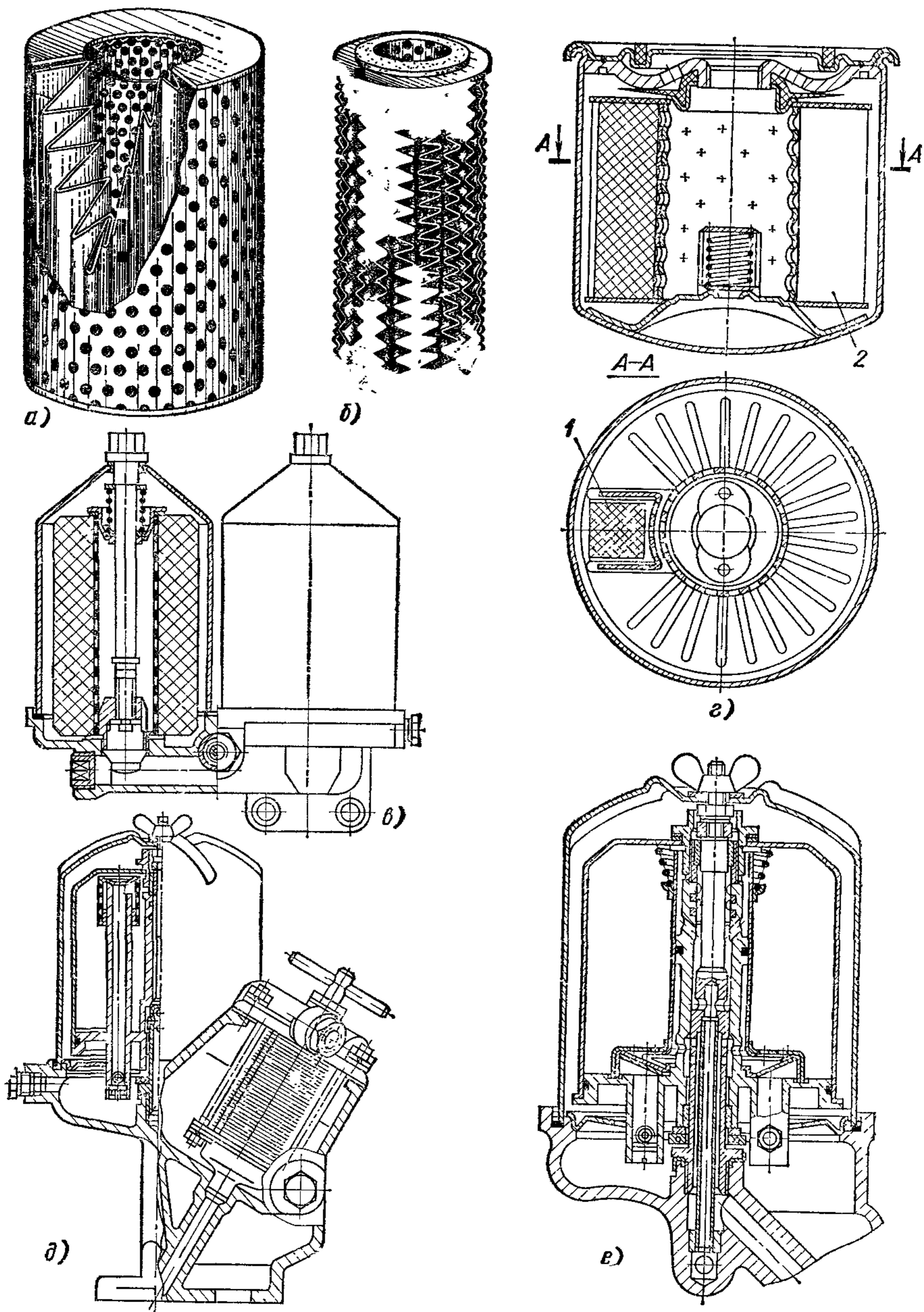


Рис. 308. Фильтры тонкой очистки:

а, б — поверхностные бумажные; в — поглощающий полнопоточный из древесной муки дизеля ЯМЗ-240; г — комбинированный полнопоточный; д — центрифуга частичнопоточная с пластинчатым фильтрующим элементом ЗИЛ-130, е — центрифуга полнопоточная ЗИЛ-130, 1 — элемент грубой очистки; 2 — бумажный элемент

тры. В ряде конструкций комбинированных фильтров через фильтр грубой очистки пропускается все масло, а тонкой очистки подвергается только часть масла. Применение полнопоточных бумажных фильтров позволяет понизить износ гильз на 20%, коренных шеек — на 50% и шатунных — на 65%.

Широко распространены центрифуги с гидравлическим реактивным сопловым приводом ротора (рис. 308, *д*, *е*). Центрифуги включают параллельно главной магистрали с перепуском очищенного масла в картер. Применяют также системы смазки с последовательным включением центрифуги и полнопоточным фильтром тонкой очистки. Недостатком реактивных центрифуг является дополнительный расход масла на привод ротора.

Частота вращения ротора центрифуги зависит от вязкости масла и перепада давлений. При горячем масле она достигает 6000—8500 об/мин и давления масла перед ротором 0,5—0,7 МПа. Перепад давлений должен быть не меньше 0,2 МПа. Расход масла на привод составляет 8—12 кг/мин. Центрифуги обеспечивают высокую степень очистки — размер пропускаемых частиц не превышает 0,5—1 мкм.

Удельная проходная площадь у фильтров грубой очистки изменяется в пределах 1,5—3 см²/кВт, фильтр тонкой очистки при последовательном включении 30—45 см²/кВт, а при параллельном 120—140 см²/кВт.

В быстроходных карбюраторных двигателях устанавливают также центрифуги с механическим приводом, которые размещают на переднем конце коленчатого вала (см. рис. 281). Их используют для полнопоточной очистки. Корпус центрифуги изготовлен как одно целое со шкивом для привода вентилятора и генератора. Масло после центрифуги поступает непосредственно в главную магистраль коленчатого вала. Очистка масла в подобных центрифугах менее эффективна, так как автомобильный двигатель работает на переменных скоростных режимах. В этом случае иногда в систему смазки параллельно включают дополнительный фильтр тонкой очистки со сменным фильтрующим элементом.

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

Непрерывное повышение за последние годы мощности силовых агрегатов сопровождается ростом количества теплоты, поступающей в систему охлаждения, и неизбежным увеличением габаритных размеров и массы системы. В автомобильных двигателях применяют две системы охлаждения: жидкостную и воздушную.

Эффективность системы жидкостного охлаждения повышается с увеличением циркуляции жидкости, предельной температуры охлаждающей жидкости и количества рассеиваемой решеткой теплоты (с единицы площади теплорассеивающей поверхности) и оценивается затратами мощности на привод вентилятора и насоса, а также габаритными и массовыми показателями.

Эффективность системы воздушного охлаждения характеризуется равномерностью температурных полей стенок цилиндров и головок в различных радиальных направлениях и по их высоте, затратами мощности на привод вентиляторов, а также габаритными размерами.

С помощью системы охлаждения для всего диапазона нагрузочных и скоростных режимов двигателя поддерживают его стабильное тепловое состояние и обеспечивают наивыгоднейшую температуру, при которой достигаются оптимальные экономические и энергетические показатели.

подавляющее большинство автомобильных двигателей имеют жидкостное охлаждение. Воздушное охлаждение получило распространение в дизелях, у которых рабочий процесс улучшается при более высоких температурах поверхностей камер сгорания. В бензиновых двигателях воздушное охлаждение применяют в моделях относительно малой мощности.

При проектировании основные параметры системы охлаждения выбирают так, чтобы обеспечить требуемый теплоотвод при движении автомобиля на высшей передаче с малой скоростью (12—15 км/ч) и при высокой температуре окружающего воздуха 40° С. Для других условий теплорассеивающая поверхность и подача вентилятора оказываются излишне большими. Поэтому в системах охлаждения предусматривают специальные устройства, автоматически поддерживающие на необходимом уровне температуру охлаждающей жидкости или стенок головки цилиндра (при воздушном охлаждении).

Исследования показали, что 95% двигателей легковых автомобилей переохлаждается в течение 90% времени их работы. Приме-

нение термостатов, уменьшающих циркуляцию жидкости в системе, не исключает возможности переохлаждения двигателей. Чтобы избежать переохлаждения, в механизм привода вентилятора включают устройства, изменяющие его подачу. При этом уменьшается мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, и одновременно снижается эксплуатационный расход топлива.

Жидкостная система охлаждения. На автомобилях эту систему применяют исключительно закрытого типа с принудительной циркуляцией жидкости и с одной или двумя системами регулирования (температуры жидкости и воздуха).

Первая система регулирования состоит из автоматически действующего термостата, включенного в циркуляционный контур и регулирующего количество жидкости, поступающей в радиатор. При этом поддерживается на выходе из двигателя температура на уровне $90\text{--}95^\circ\text{C}$ для любых скоростных и нагрузочных режимов. В зависимости от положения клапана термостата изменяется соотношение потоков жидкости, пропускаемой для охлаждения в радиатор и возвращающейся через обводной трубопровод обратно в двигатель, минуя радиаторы.

В большинстве случаев устанавливают полнопоточные термостаты, которые распределяют поток жидкости между основным контуром в направлении радиатора и обводным (байпасным), не снижая при этом интенсивности циркуляции жидкости.

Вторая система регулирования осуществляется посредством жалюзи, установленных перед радиатором и изменяющих количество воздуха, проходящего через решетку. Открываются и закрываются жалюзи с помощью термостатов с твердым наполнителем или вручную. Для создания силы, изменяющей положение жалюзи, используют также разрежение во впускном трубопроводе, сжатый воздух и давление масла в системе смазки.

При совместной работе обеих систем регулирования достигаются постоянная средняя температура охлаждающей жидкости в различных условиях и малая разность температур жидкости на выходе из двигателя и на входе в него.

В случае применения только первой системы регулирования значение разности температур жидкости на входе в двигатель и выходе из него большое, в особенности при работе двигателя с малыми нагрузками и при низкой температуре окружающего воздуха. Клапан термостата в указанных условиях пропускает лишь незначительную часть охлаждающей жидкости, вследствие чего время прохождения ее через радиатор увеличивается, а температура резко понижается.

При первой системе регулирования разность температур жидкости на выходе из двигателя и входе в него может быть уменьшена путем увеличения количества жидкости, перепускаемой через обводной трубопровод 3 (рис. 309). В некоторых так называемых сбалансированных системах через обводной трубопровод перепускается примерно одинаковое количество жидкости при любом положении клапана термостата. В этих системах горячая жидкость, смешиваясь с жидкостью, охлажденной в радиаторе, значительно повышает тем-

пературу всего потока, поступающего в двигатель. Скорость циркуляции жидкости в двигателе при этом повышается, вследствие чего уменьшается опасность возникновения застойных зон. Поток становится более турбулентным и теплоотвод от стенок цилиндра и головки увеличивается. Кроме того, при больших скоростях жидкости уменьшаются отложения на внутренних омываемых поверхностях.

На рис. 309 изображена система охлаждения однорядного двигателя, у которого цилиндры охлаждаются принудительно циркулирующей жидкостью по всей их высоте. Центробежный водяной насос 7 нагнетает жидкость в трубопровод 8, равномерно распределяющий ее по отдельным цилиндрам. Жидкость обычно подводится к нижней части цилиндра, что позволяет избежать образования застойных зон и паровоздушных пробок, нарушающих циркуляцию. Из рубашки цилиндров жидкость подходит к головке, а от нее по отводящему трубопроводу 5 к термостату 2. В термостате жидкость разделяется на два потока: один поступает в верхнюю часть радиатора 1, а другой по обводному трубопроводу 3 (байпасный контур) возвращается в двигатель. Трубка 6 служит для отвода воздуха от насоса при заполнении системы и паров после прогрева двигателя.

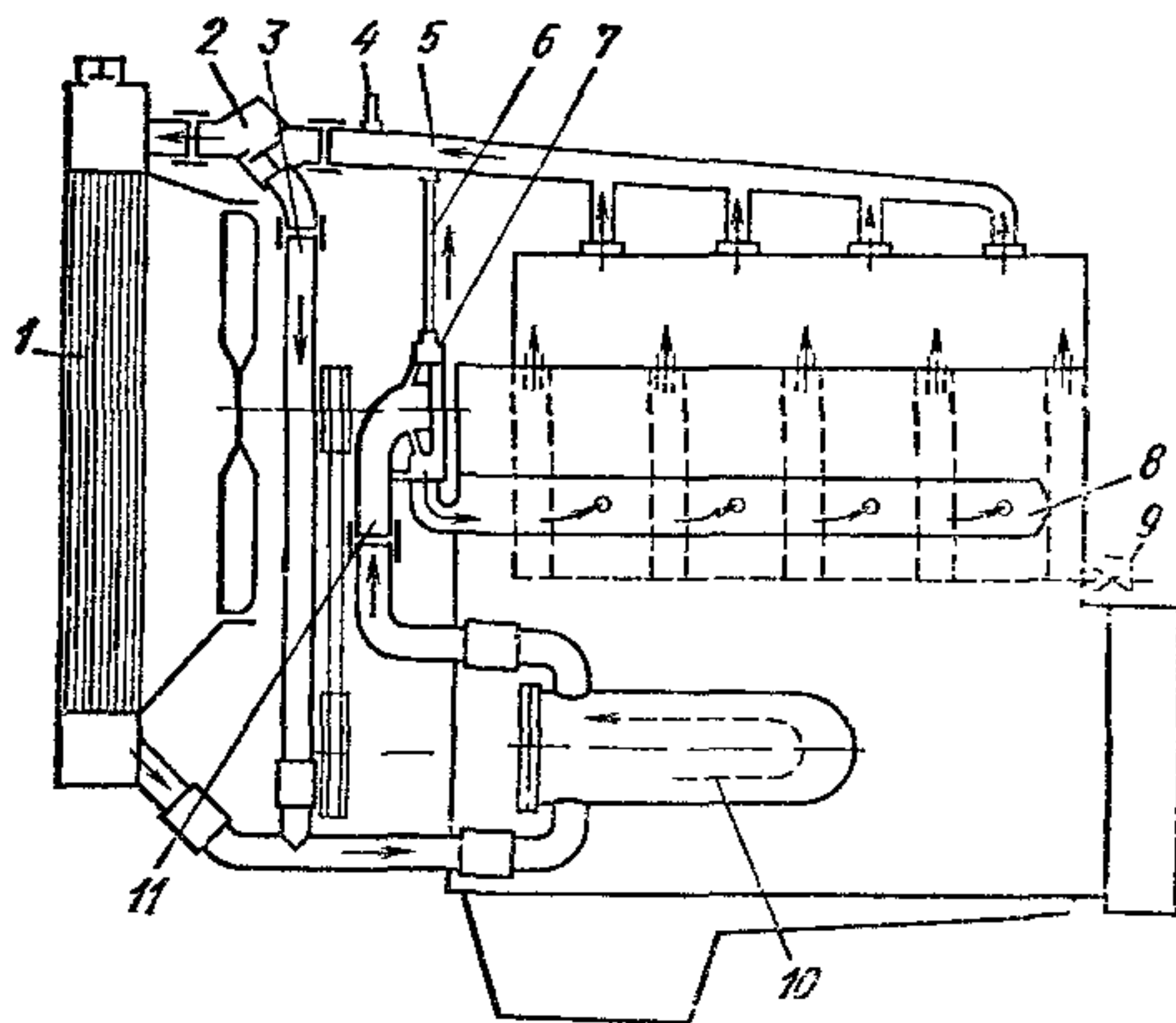


Рис. 309. Схема системы охлаждения однорядного двигателя:

1 — радиатор, 2 — термостат, 3 — обводной трубопровод; 4 — датчик температуры, 5 — отводящий трубопровод; 6 — трубка отвода воздуха и паров воды; 7 — насос; 8 — распределительный трубопровод; 9 — кран спуска жидкости; 10 — масляный радиатор; 11 — подводящий патрубок насоса

В некоторых двигателях применены системы с подводом охлаждающей жидкости непосредственно к головкам цилиндров, откуда относительно небольшое ее количество поступает в блоки, а остальное — в радиатор. В этом случае рубашки блоков также неполностью включены в систему принудительной циркуляции, и цилиндры омываются жидкостью, предварительно нагретой в головках на 3—4° С. Циркуляция в блоках создается обычно путем отсоса жидкости насосом через торцовые окна. Подобная система обеспечивает быстрое прогревание гильз после пуска двигателя.

В закрытых системах охлаждения внутренний объем соединен с окружающей атмосферой через двойной паровоздушный клапан, установленный в верхней части радиатора. В случае перегрева один из клапанов открывается при давлении выше атмосферного и выпускает образовавшиеся пары. В таких системах уменьшаются потери жидкости вследствие парообразования. При остывании двигателя после остановки объем жидкости понижается, и в системе образуется разрежение. В этом случае открывается второй клапан,

соединяющий систему с атмосферой. Оба клапана размещены в корпусе пробки заливной горловины радиатора.

Паровоздушный клапан отрегулирован на избыточное давление 0,09 МПа. Повышение давления в системе на 0,01 МПа сопровождается возрастанием температуры кипения жидкости на $2,1^{\circ}\text{C}$. С повышением температуры охлаждающей жидкости растет температурный перепад между жидкостью и воздухом (на 20°C при изменении перепада давления на 0,1 МПа) и соответственно увеличивается отвод теплоты с поверхности решетки. Величина рассеивающей поверхности решетки, а также габаритные размеры и масса радиатора могут быть при этом значительно уменьшены.

В условиях эксплуатации в системе охлаждения образуются пары жидкости. Кроме того, при заправке в систему вместе с жидкостью попадают пузырьки воздуха. Наличие воздуха и паров может нарушить циркуляцию жидкости.

Эффективность обычных циркуляционных систем охлаждения ухудшается из-за того, что КПД насоса с приближением температуры жидкости к точке кипения уменьшается. При повышенных температурах может возникнуть кавитация в насосе и нарушиться циркуляция жидкости.

Избежать нарушения циркуляции жидкости можно следующим образом:

1) созданием в радиаторе свободного объема (с помощью перегородок), составляющего 4—5% общего объема системы, что увеличивает высоту радиатора;

2) применением системы охлаждения с расширительным бачком (эту систему все шире используют в двигателях для грузовых и легковых автомобилей, специальных транспортных машин и тракторов);

3) установкой паровоздухоотводных трубок;

4) использованием полностью герметизированных запаянных систем с высоким внутренним давлением (до 0,2 МПа).

На рис. 310, а приведена схема системы охлаждения, у которой пространство перед термостатом 2 соединяется трубкой 1 с отводящим трубопроводом 3 и верхней частью 5 радиатора 6 для удаления воздуха и паров на режимах полного закрытия клапана термостата. Трубка 1 используется также для удаления воздуха при заполнении системы жидкостью, когда клапан термостата закрыт. Однако при полностью закрытом клапане термостата часть жидкости поступает по трубке 1 в радиатор, что увеличивает время прогрева двигателя. При наличии термостата часть жидкости поступает по обводному трубопроводу 4 к насосу 7, минуя радиатор.

Схема системы охлаждения с расширительным компенсационным бачком 8 показана на рис. 310, б. Через расширительный бачок заливают и доливают жидкость в процессе эксплуатации. Образующиеся в системе пары жидкости и выделяющийся воздух отводятся по трубке 1 в расширительный бачок, который одновременно связан трубкой 9 с верхней частью 5 радиатора 6 и трубкой 10 со всасывающей полостью насоса 7. Объем расширительного бачка достигает

25—30% объема системы. При наличии расширительного бачка радиаторы изготовляют без дополнительных компенсационных объемов.

Расширение жидкости при нагревании компенсируется с помощью бачка 8; при этом жидкость, находящаяся в нем, автоматически исключается из циркуляции. При охлаждении происходит обратное явление — заполнение системы из бачка, так же как и при потерях жидкости через предохранительный клапан при парообразовании. Соединение трубкой 10 расширительного бачка со всасывающей полостью насоса обеспечивает постоянство статического давления перед ним и уменьшается возможность возникновения кавитации.

Перспективными системами охлаждения в отношении эффективности использования теплорассеивающей поверхности решетки является полностью герметизированные запаянные системы, заполненные всесезонной жидкостью. Подобные системы с высокой температурой охлаждающей жидкости (до 120°C) и с гарантированным сохранением герметичности в течение длительного времени эксплуатации получили большое распространение в силовых агрегатах легковых и грузовых автомобилей.

Применение герметизированных высокотемпературных (до 120°C) заполненных всесезонной жидкостью систем, позволяет уменьшить габаритные размеры и массу системы охлаждения, снизить расход цветных металлов и трудоемкость технического обслуживания.

При использовании высокотемпературных систем к конструкции двигателей и системы охлаждения предъявляется ряд специфических требований, как например, обязательного наличия расширительного бачка, индивидуального подвода жидкости к отдельным цилиндрам и т. д.

Применение жидкости, замерзающей при низкой температуре (антифриза), в качестве охлаждающей ухудшает теплообмен и повышает температуру деталей при одинаковом уровне температур воды и антифриза. Следует учитывать, что температура деталей цилиндро-поршневой группы возрастает с увеличением вязкости охлаждающей жидкости и с уменьшением ее теплопроводности, удельной теплоемкости и плотности. Теплоемкость антифриза на 15% ниже, а вязкость в 5,7 раз выше, чем у воды.

При повышении температуры охлаждающей жидкости до 120°C температура деталей цилиндро-поршневой группы возрастает на $10\text{—}12^{\circ}\text{C}$.

В автобусах с задним расположением двигателя (рис. 311) или горизонтальным расположением его под полом радиатор системы

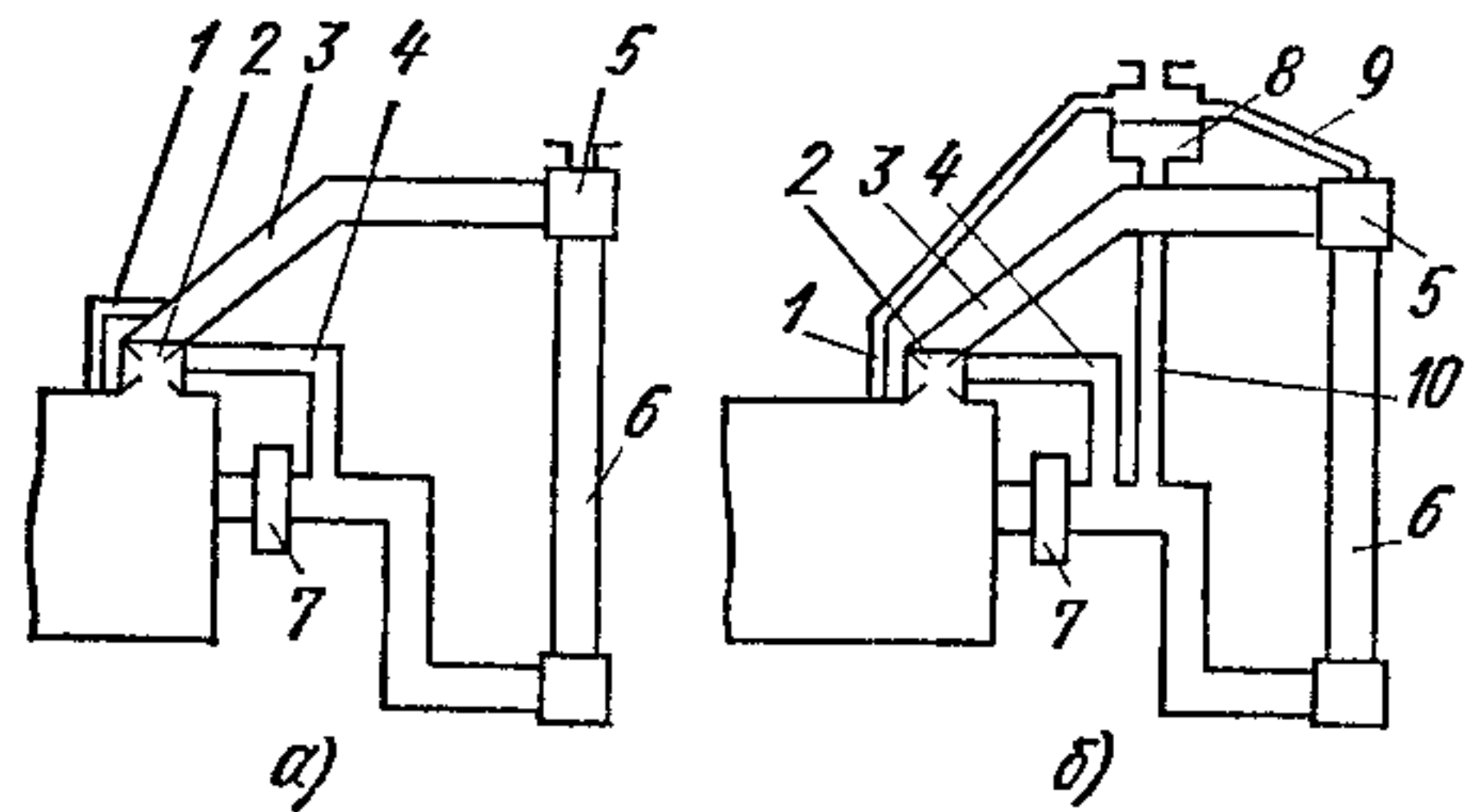


Рис. 310. Схемы систем охлаждения:

а — без расширительного бачка с отводной трубкой; б — с расширительным бачком

охлаждения с вентилятором целесообразно размещать спереди. В такой системе привод вентилятора осуществляется от масляного двигателя гидрообъемной передачи.

Габаритные размеры радиатора. Они определяются условиями компоновки радиатора на автомобиле, количества теплоты, рассеиваемой решеткой, скоростями обдувающего воздуха и движения жидкости в трубках, конструктивными параметрами решетки — ее формой, расположением и числом рядов трубок, числом пластин, толщиной стенок, трубок и пластин, их материалом и т. п.

Размеры фронтальной площади радиатора зависят от высоты двигателя и внешней формы передней части капота автомобиля. При

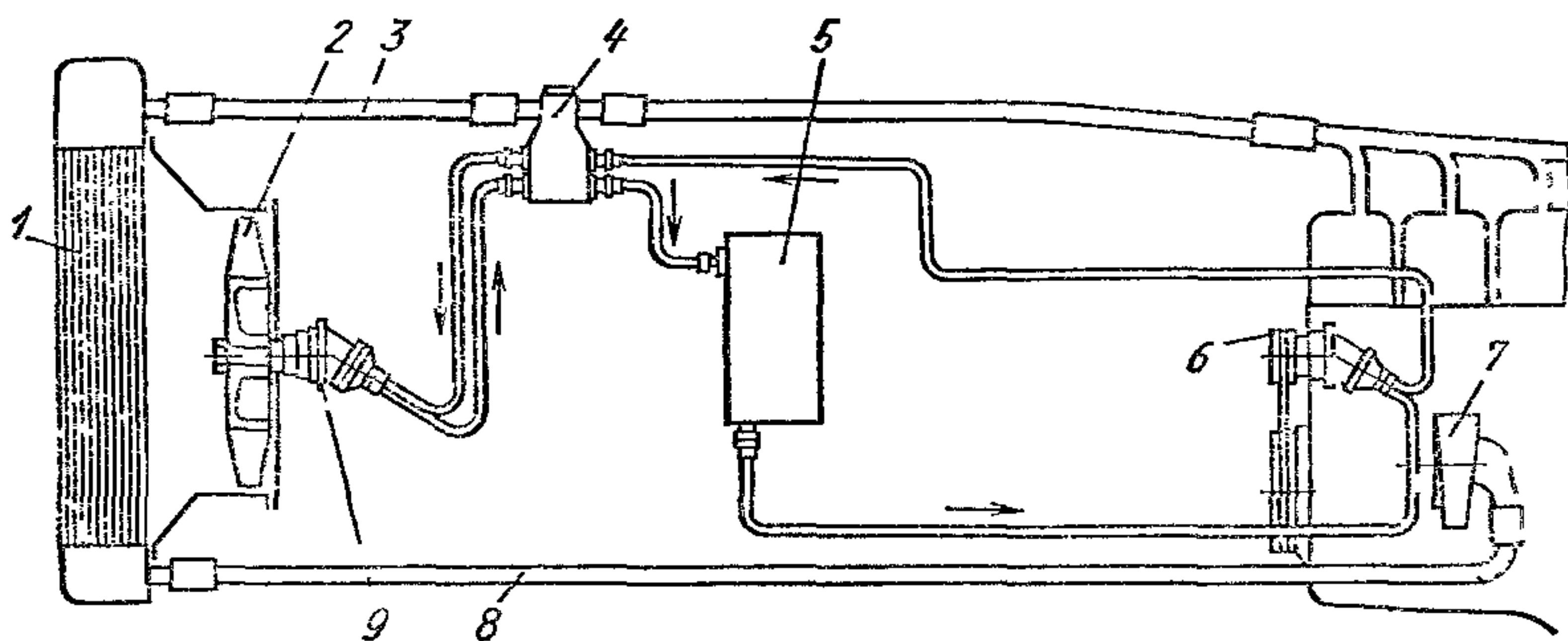


Рис. 311. Схема системы охлаждения с выносным радиатором при заднем расположении двигателя в автобусе:

1 — радиатор системы охлаждения; 2 — вентилятор, 3 — трубопровод для отвода жидкости от двигателя, 4 — термостат для регулирования частоты вращения вентилятора; 5 — масляный насос системы циркуляции масла; 6 — масляный насос с приводом от двигателя; 7 — жидкостный насос; 8 — трубопровод для подвода жидкости к двигателю; 9 — масляный двигатель гидрообъемной передачи

уменьшении высоты двигателя и автомобиля форма фронтальной площади становится менее благоприятной, так как по компоновочным условиям переходят от квадратной формы к прямоугольной. С понижением высоты радиатора сокращается площадь, ометаемая лопастями вентилятора, поэтому уменьшают его диаметр.

Скругление передней части капота, которое наблюдается у современных легковых и частично у грузовых автомобилей, сопровождается ухудшением условий обдува радиатора. Ометаемая вентилятором площадь обычно не превышает 75—80% фронтальной площади.

Все большее распространение, несмотря на несколько худшие аэродинамические свойства, получают широкие радиаторы с поперечным потоком жидкости, что в настоящее время в наибольшей степени соответствует форме передней части капота автомобиля. В этом случае наиболее эффективно используется площадь решетки, ометаемой лопастями вентилятора.

Эффективность системы охлаждения во многом зависит от выбора скоростей движения жидкости и воздуха. С повышением скоростей

жидкости в трубках возрастает перепад температур между воздухом и жидкостью. Поток жидкости при этом становится турбулентным и коэффициент теплопередачи увеличивается. Скорость жидкости в трубках целесообразно повышать до 0,7—0,9 м/с. При дальнейшем возрастании скорости повышается мощность, затрачиваемая на привод насоса, без существенного увеличения коэффициента теплопередачи.

На рис. 312 приведены конструкции решеток радиаторов: трубчато-пластинчатых (рис. 312, а), трубчатых с прорезными пластинами (рис. 312, б) и секционных (рис. 312, в). Наиболее распростра-

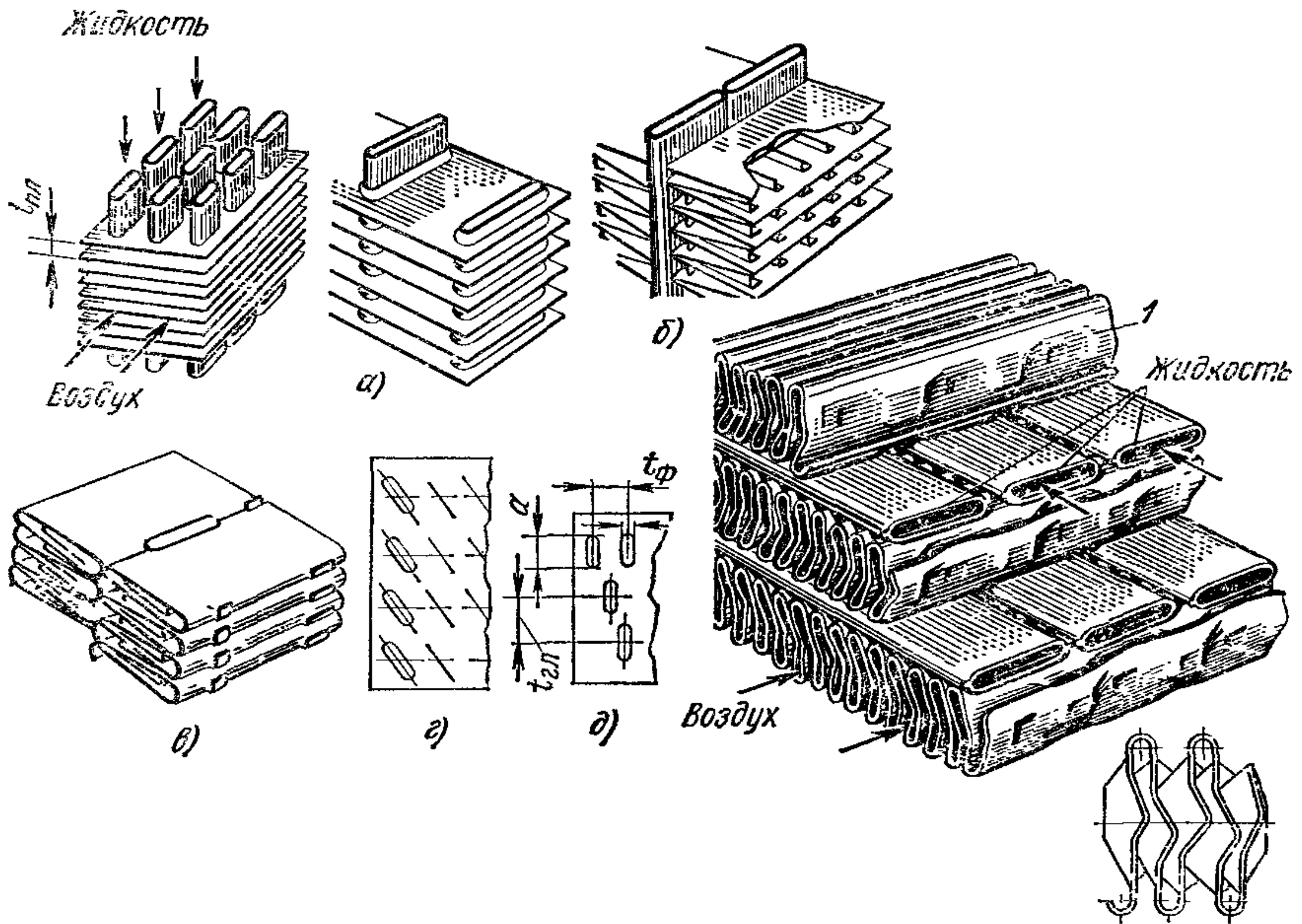


Рис 312 Конструкции решеток радиатора

нены трубчато-пластинчатые решетки, у которых жидкость проходит по трубкам и которые работают при относительно высоком давлении. Для увеличения теплорассеивающей поверхности между трубками устанавливают плоские гладкие пластины (рис. 312, а) или пластины с отгибными ребрами (рис. 312, б) для турбулизации воздушного потока и повышения коэффициента теплопередачи. Аэродинамическое сопротивление решеток с отгибными ребрами больше. Трубки устанавливают в несколько рядов — коридорное расположение (рис. 312, а), в шахматном порядке (рис. 312, д) и под углом к воздушному потоку (рис. 312, г). Трубки принаивают к нижнему коробу и верхней части радиатора.

Частота расположения трубок определяется их шагом (рис. 312, д) по фронту $t_{ф}$ и по глубине $t_{гп}$, частота расположения пластин — шагом по высоте радиатора $t_{пл}$ (рис. 312, а). Размеры трубок колеблются

в следующих пределах: ширина $a \approx 13 \div 20$ мм, толщина $b \approx 2 \div 4$ мм, толщина стенок $\delta_{\text{тр}} \approx 0,13 \div 0,20$ мм. Шаг трубок по фронту $t_{\text{ф}} \approx 10 \div 15$ мм и по глубине $t_{\text{гл}} \approx 16 \div 25$ мм. Толщина пластин достигает 0,08—0,12 мм; шаг пластин по высоте $t_{\text{пл}} \approx 2,5 \div 4,5$ мм. Пластины по периметру трубки имеют отбортовку и к трубкам не припаиваются. С уменьшением шага трубок и пластин возрастают аэродинамическое сопротивление решетки и мощность, затрачиваемая на привод вентилятора. Решетки с трубками, расположенными под углом к потоку, имеют аэродинамическое сопротивление на 20—40% выше, чем при параллельном размещении трубок. Трубки изготавливают обычно из латуни, а пластины — из латуни или меди, имеющей более высокий коэффициент теплопередачи.

Широко используется трубчато-ленточная решетка (рис. 312, е) с утоненной лентой воздушных пластин, имеющая высокий коэффициент компактности (1100 1/м). Расположение трубок коридорное. Для турбулизации потока воздуха на поверхностях ленты выштампованы углубления l . Лента спекается с облуженными трубками. Толщина ленты не превышает 0,08—0,1 мм, шаг 4—5 мм. Размеры и шаг трубок такие же, как и у трубчато-пластинчатых решеток. Трубчато-ленточные решетки характеризуются более высокими коэффициентами теплопередачи.

Секционные трубчато-ленточные радиаторы (рис. 312, в) изготавливают из листов меди, в которых делают прорезы и отгибают ребра для турбулизации потока воздуха. Каждую гофрированную ленту свертывают, после чего секцию пропаявают. Теплоотсеивающая способность таких решеток, отнесенная к их массе, выше, чем у трубчато-пластинчатых.

Повышение теплоотсеивающей поверхности достигается уменьшением шага пластин и трубок как по фронту, так и в глубину, а также увеличением глубины радиатора. Последнее дает незначительный эффект. Так, например, при увеличении глубины на 50% теплоотсеивающая способность решетки возрастает на 15%, а при увеличении на 100% — только на 20%.

Средняя скорость воздуха, отнесенная к сечению перед фронтом радиатора, изменяется в автомобильных радиаторах в пределах $w_{\text{в}} = 7 \div 12$ м/с. Скоростью $w_{\text{в}}$ при расчете радиатора задаются. Сопротивление решетки проходу воздуха $\Delta p_{\text{р}} = 200 \div 300$ Па. Воздух, проходя через решетку, подогревается на 20—30° С.

При расчете теплоотсеивающей поверхности учитывают также скорость встречного потока воздуха, равную 4,5—5,5 м/с, соответствующую скорости движения автомобиля 12—15 км/ч.

Коэффициент теплопередачи решетки зависит от расположения и числа трубок, числа пластин, толщины стенок трубок и пластин, их материала, а также от скорости воздуха и жидкости. Коэффициент теплопередачи K находят по диаграмме (рис. 313) в соответствии с выбранной конструкцией решетки и массовой скоростью воздуха $w_{\text{в}} \rho_{\text{в}}$ (где $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха). Значение $\rho_{\text{в}}$ определяют для условий перед решеткой с учетом подогрева воздуха при проходе через жалюзи.

Конструктивная компактность радиатора характеризуется объемным коэффициентом компактности

$$\varphi_p = F_{\text{ох}}/V_p, \quad (292)$$

где $F_{\text{ох}}$ — суммарная теплорассеивающая поверхность решетки, м^2 ; V_p — объем решетки, м^3 .

Объем решетки

$$V_p = F_{\text{фр}}l_p,$$

где $F_{\text{фр}}$ — фронтальная площадь решетки, м^2 ; l_p — глубина радиатора, м , для автомобильных радиаторов $l_p = 60 \div 130$ мм .

После подстановки объема решетки V_p в выражение (293) получим

$$\varphi_p = F_{\text{ох}}/F_{\text{фр}}l_p, \quad (293)$$

отсюда глубина радиатора

$$l_p = F_{\text{ох}}/F_{\text{фр}}\varphi_p. \quad (294)$$

Фронтальная площадь зависит от размещения радиатора. В современных автомобильных радиаторах объемный коэффициент компактности равен $900\text{—}1100$ $1/\text{м}$. В двухрядных трубчатопластинчатых радиаторах коэффициент $\varphi_p = 1350$ $1/\text{м}$.

Коэффициент оребрения, входящий в формулу теплопередачи (294) и равный отношению суммарной охлаждающей поверхности решетки трубчатопластинчатого радиатора к суммарной поверхности трубок, достигает $\xi = 7,5 \div 10$. С увеличением коэффициента ξ аэродинамическое сопротивление решетки возрастает.

Удельный объем систем охлаждения двигателей для легковых автомобилей составляет $(0,18 \div 0,326) \cdot 10^{-3}$ $\text{л}/\text{Вт}$, а для грузовых $(0,24 \div 0,34) \cdot 10^{-3}$ $\text{л}/\text{Вт}$.

Величины теплорассеивающих поверхностей решеток, отнесенных к номинальной мощности двигателя, при предварительных расчетах могут быть выбраны также из имеющихся статистических данных: для легковых автомобилей они равны $(0,14 \div 0,20) \cdot 10^{-3}$ $\text{м}^2/\text{Вт}$, а для грузовых $(0,20 \div 0,41) \cdot 10^{-3}$ $\text{м}^2/\text{Вт}$.

Расчет радиатора. Расчет сводится к определению теплорассеивающей поверхности для выбранного типа решетки радиатора, а также скоростей охлаждающей жидкости и воздуха. При расчете принимается, что теплота, поступившая в систему охлаждения, должна быть рассеяна поверхностью решетки.

Тепловые потери оцениваются относительным количеством теплоты, поступившей в систему охлаждения:

$$\varphi_{\text{ж}} = Q_{\text{ж}}/Q_{\text{т}},$$

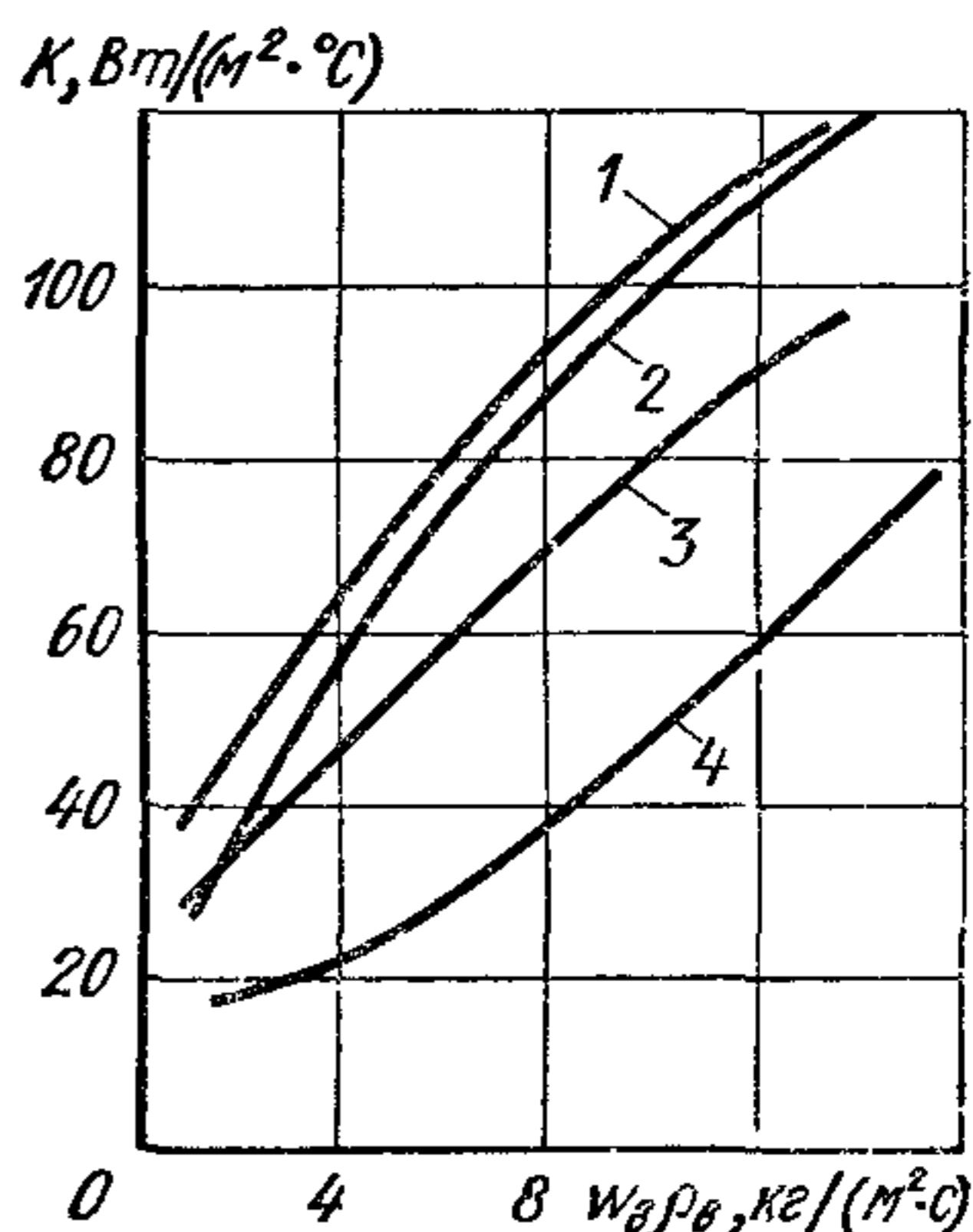


Рис. 313. Изменение коэффициентов теплопередачи K в зависимости от массовой скорости воздуха (скорость жидкости $0,4$ $\text{м}/\text{с}$) для решеток с расположением трубок:

1 — под углом к потоку, 2 — шахматным; 3 — коридорным, 4 — соговым

где $Q_{ж}$ — количество теплоты, поступившей в охлаждающую жидкость; Q_T — количество теплоты, введенной в двигатель с топливом. При работе двигателя на номинальной мощности

$$Q_{ж} = q_{ж} H_u G_T,$$

где H_u — теплота сгорания топлива, Дж/кг; G_T — расход топлива, кг/ч.

Для случая уменьшения коэффициента теплопередачи вследствие засорения наружной поверхности решетки и отложений накипи на внутренних поверхностях трубок, а также отклонения принятых в расчете данных от действительных условий расчетное количество теплоты увеличивают на 10%, и тогда $Q_p = 1,1 Q_{ж}$.

Величина $q_{ж}$ зависит от типа двигателя (карбюраторный или дизель), типа рабочего процесса, частоты вращения коленчатого вала, наличия наддува, противодавления на выпуске, материала головки цилиндров, удельной поверхности камеры сгорания, длины выпускных каналов в головке, отношения хода поршня к диаметру S/D , толщины стенок литья и др.

С увеличением частоты вращения время контакта газов с внутренними поверхностями цилиндра уменьшается и относительные тепловые потери снижаются. Так, например, в карбюраторных двигателях с верхними клапанами и степенью сжатия $\varepsilon = 7,0 \div 7,5$ при $n = 1000$ об/мин относительные тепловые потери достигают 34—36%, а при $n = 4000 \div 5000$ об/мин они уменьшаются до 24—26%.

Величина $q_{ж}$ зависит также от средней температуры цикла; вследствие этого в дизелях она несколько меньше, чем в карбюраторных двигателях, и при $n_{ном} = 2100 \div 2200$ об/мин достигает 22—26%, а при 2800—3000 об/мин снижается до 16—18%.

Ниже приведено количество теплоты $q'_{ж}$ [в Дж/(Вт·ч)] отводимой в систему охлаждения двигателей:

Карбюраторных	4500—5700
Дизелей с камерой сгорания:	
неразделенной	2400—2850
разделенной	2850—3450

Следовательно:

$$Q_{ж} = q'_{ж} N_e.$$

Связь между расчетным количеством теплоты Q_p и величиной теплорассеивающей поверхности $F_{ох}$ решетки выражается формулой

$$Q_p = k \Delta t_{ж.в} F_{ох}$$

или

$$F_{ох} = \frac{Q_p}{k \Delta t_{ж.в}}.$$

Коэффициент теплопередачи (см. рис. 303)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \xi + \frac{\delta}{\lambda} \xi + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (295)$$

α_1 — коэффициент теплоотдачи от жидкости к металлу трубки; $\alpha_1 = 2500 \div 5000$ Вт/(м²°С); δ — толщина стенки трубок, м; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенок трубок воздуху; $\alpha_2 = 100$ Вт/(м²°С), λ — коэффициент теплопроводности, для медных трубок $\lambda = 330$ Вт/(м²°С).

Падение температуры, равное разности между средними температурами охлаждающей жидкости и воздуха, проходящих через радиатор:

$$\Delta t_{ж.в} = t_{ж.ср} - t_{в.ср},$$

где

$$t_{ж.ср} = (t_{ж.вх} + t_{ж.вых})/2, \quad t_{в.ср} = (t_{в.вх} + t_{в.вых})/2; \quad t_{ж.вх} \text{ и } t_{ж.вых} — температура жидкости соответственно на входе в радиатор и выходе из него; $t_{в.вх}$ и $t_{в.вых}$ — температура воздуха соответственно на входе в радиатор и выходе из него.$$

Температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора в закрытых системах обычно равна 90—95 °С. Падение температуры жидкости в радиаторе $\Delta t_{ж} \geq 7 \div 8$ °С. В форсированных высокооборотных двигателях $\Delta t_{ж}$ может достигать 5 °С.

Средняя температура жидкости

$$t_{ж. ср} = t_{ж. вых} - (\Delta t_{ж}/2) = 86 \div 91$$
 °С.

Температура воздуха при входе в радиатор

$$t_{в. вх} = t_0 + \Delta t_{пр},$$

где t_0 — температура окружающей среды; для южных районов $t_0 = 40$ °С; $\Delta t_{пр}$ — увеличение температуры воздуха при проходе через жалюзи или решетку масляного радиатора, установленного перед радиатором системы охлаждения $\Delta t_{пр} = 3 \div 5$ °.

Температура воздуха на выходе из радиатора при подогреве его в решетке на $\Delta t_{в}$

$$t_{в. вых} = t_{в. вх} + (\Delta t_{в}/2).$$

Температура $t_{в. вых}$ определяется после подсчета температуры подогрева из выражения

$$\Delta t_{в} = \frac{Q_p}{3600 F_{фр} c_p w_{в} \rho_{в}},$$

где Q_p — расчетное количество теплоты, Дж/ч; $w_{в} \rho_{в}$ — массовая скорость воздуха перед фронтом радиатора, кг/(м²·с); c_p — удельная теплоемкость воздуха; $c_p = 1,05 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С).

Плотность воздуха подсчитывают при температуре входа в решетку $t_{вх}$. Температура подогрева воздуха в решетке радиатора $\Delta t_{в} = 20 \div 30$ °С.

После определения поверхности рассеивания $F_{ох}$ по известной фронтальной площади $F_{фр}$ и коэффициенту компактности решетки определяют глубину радиатора l_p из выражения (294).

Жидкостный насос. Создает циркуляцию жидкости в системе охлаждения, препятствует образованию паровоздушных пробок и обеспечивает равномерное охлаждение. Число циклов прохождения жидкости через систему доходит до 7—12 раз в минуту.

Обычно применяют насосы центробежного типа (рис. 314). Передаточное число между валом крыльчатки и коленчатым валом в быстроходных двигателях выбирают близким к единице. Это позволяет уменьшить габаритные размеры насоса. В относительно тихоходных двигателях передаточное число привода насоса делают больше (до 1,6). Крыльчатки насоса изготавливают из бронзы или пластмасс.

Напор, создаваемый насосом, выбирают из условия преодоления всех сопротивлений системы и получения кавитационного запаса. Давление во впускном канале насоса должно быть выше на 0,02—0,04 МПа давления, при котором происходит парообразование жидкости. Скорость в проходных сечениях блока и головки не превышает 1 м/с. Величина напора, создаваемая насосом, достигает 0,05—0,15 МПа.

Чтобы повысить надежность работы системы охлаждения, в корпусе насоса на входе перед крыльчаткой устанавливают винтовой направляющий аппарат. Поступающая жидкость получает вращательное движение и вследствие центробежного эффекта жидкость отделяется от пузырьков воздуха и паров, которые собираются

в центральной части потока и отводятся через трубку в расширительный бачок (см. рис. 310, б). Скорость жидкости во впускных каналах насоса не превышает 2,5—3 м/с.

Циркуляцию жидкости определяют исходя из количества теплоты, поступившей в систему охлаждения:

$$V = \frac{Q_p}{c_{ж} \Delta t_{ж} \rho_{ж}}$$

где $c_{ж}$ — теплоемкость жидкости (воды); $c_{ж} = 4,19$ кДж/(кг·°С); $\Delta t_{ж}$ — падение температуры жидкости в радиаторе, °С; $\Delta t_{ж} = 7 \div 8$ °С; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, кг/м³; V — в м³/ч.

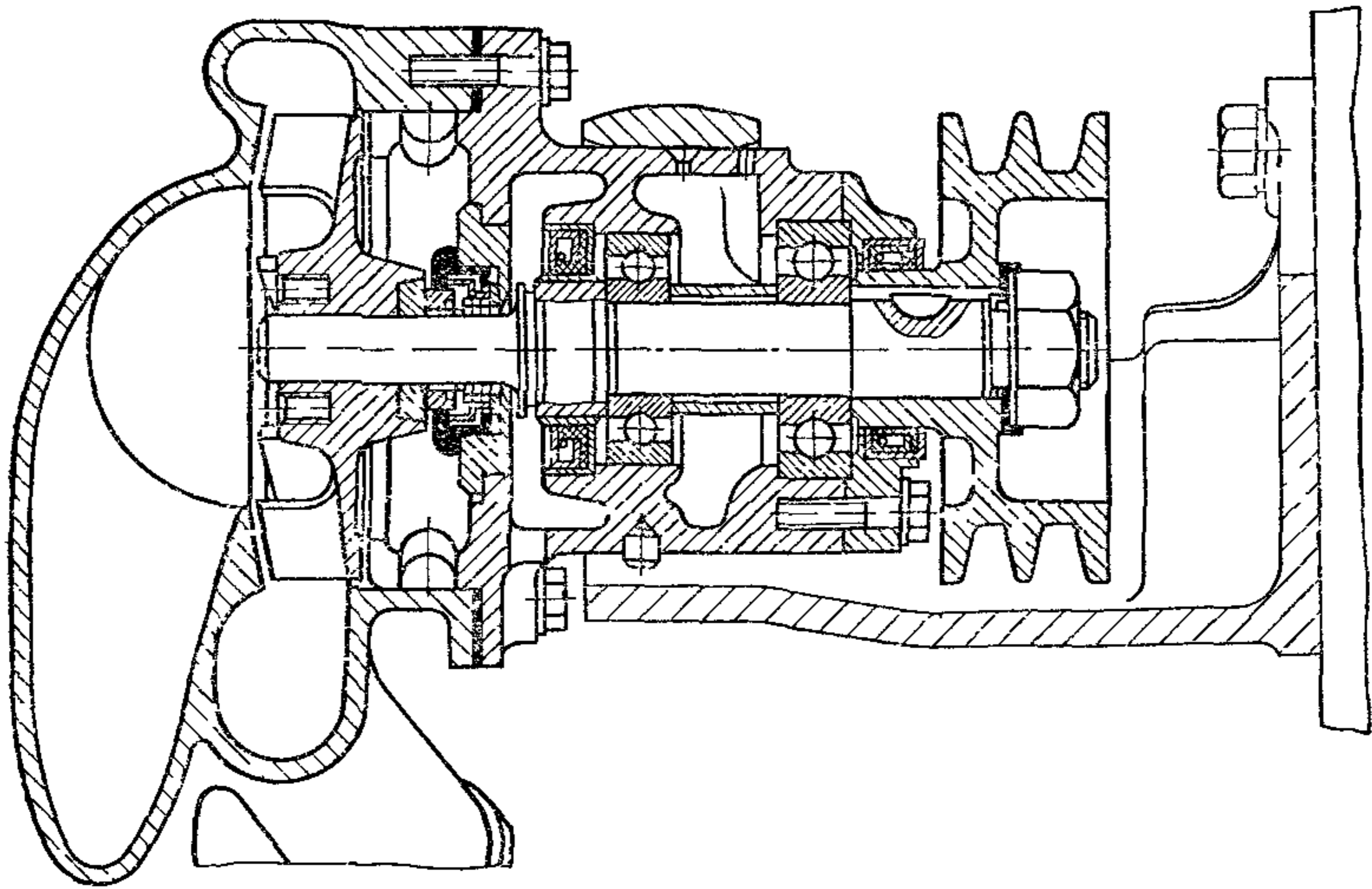


Рис. 314. Водяной насос центробежного типа

Мощность, затрачиваемая на привод насоса, составляет 0,5—1% номинальной мощности.

Вентилятор. В двигателях с жидкостным охлаждением по условиям компоновки целесообразно устанавливать осевые вентиляторы, обеспечивающие просасывание воздуха через решетку. Обдув двигателя и его навесных агрегатов происходит без изменения направления потока воздуха в подкапотном пространстве.

Для лучшего использования фронтальной поверхности и организации движения потока воздуха под капотом целесообразно применять направляющий кожух. В этом случае расстояние между вентилятором и радиатором может достигать до 80—100 мм. При отсутствии направляющего кожуха это расстояние не превышает 10—15 мм.

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, пропорциональна его частоте вращения в третьей степени. Поэтому при постоянном передаточном числе механизма привода затраты мощности могут быть значительными. Особенно это касается двигателей легковых автомобилей, работающих в широком диапазоне изменения частоты вращения и нагрузок. На режимах малых нагрузок при

низкой температуре окружающей среды вентилятор должен быть отключен, чтобы избежать переохлаждения двигателя.

Для повышения эксплуатационной экономичности автомобилей устанавливают вентиляторы с переменной подачей, у которых частота вращения изменяется от максимальной до нуля.

Автоматическое изменение подачи вентилятора в соответствии с тепловым состоянием двигателя достигается с помощью следующих устройств: 1) фрикционных муфт, непосредственно управляемых термостатами с жидким или твердым наполнителями; 2) электромагнитных муфт, включаемых термостатическими датчиками; 3) гидродинамических муфт с автоматическим регулированием; 4) гидрообъемных приводов с автоматическим регулированием; 5) механизмов изменения угла атаки лопастей вентилятора путем их поворота под действием центробежной силы самих лопастей или в результате термостатического регулирования; 6) автономного привода вентилятора от электродвигателя, включаемого и выключаемого с помощью термореле.

В электромагнитных муфтах при подаче тока в обмотку неподвижной катушки намагничивается ведущая часть муфты, соединенная со шкивом привода, и ведомая, закрепленная на ступице вентилятора. Пространство между частями муфты заполнено намагниченным порошком, который при прохождении тока притягивается к частям муфты, обеспечивая механическую связь между ними.

Гидравлические муфты делают автономными или включают в систему смазки двигателя. В первом случае крутящий момент передается через слой полностью изолированной в муфте жидкости, вязкость которой мало зависит от изменения температуры. Кроме того, вязкость жидкости должна быть такой, чтобы при работе двигателя на режиме максимального крутящего момента проскальзывание между ведущей и ведомой частями муфты почти отсутствовало. При увеличении частоты вращения момент, необходимый для привода вентилятора, повышается и становится больше того, который может передать муфта, в результате чего происходит проскальзывание и ограничивается частота вращения лопастей вентилятора. В других гидравлических муфтах поток жидкости регулируют с помощью термостатических датчиков.

Привод вентилятора представляет собой клиноременную передачу с устройствами для автоматического или периодического напряжения ремней в эксплуатации. Окружные скорости ремней не должны превышать 30—35 м/с. В больших силовых установках используют зубчатые передачи с промежуточными фрикционными элементами, обеспечивающими пробуксовку при пуске и изменении скоростных режимов. Передаточные числа привода вентилятора достигают 1—1,5.

Ниже приведены конструктивные параметры осевых вентиляторов:

Число лопастей	4—7
Диаметр лопастей $D_{л}$, м	0,25—0,65
Ширина лопастей по хорде, мм	40—70

Диаметр ступицы $D_{ст}$, мм	$(0,3 \div 0,6) D_{л}$
Максимальная окружная скорость осевых вентиляторов, м/с	До 100
Наивыгоднейший угол атаки для лопастей, °:	
плоских	40—45
выпуклых	38

Относительный радиальный зазор между кожухом и вентилятором составляет 0,01. С увеличением зазора КПД вентилятора резко падает.

Лопастни вентилятора штампуют из листовой стали толщиной 1,2—1,6 мм и приклепывают к ступице.

В основном вентиляторы изготовляют из полимерных материалов путем прессования без последующей балансировки. В центробежных вентиляторах максимальная окружная скорость составляет 70—100 м/с.

Производительность вентиляторов (в м³/с), пропорциональная первой степени частоты вращения, при известных фронтальной площади $F_{ф}$ и скорости воздушного потока в сечении перед фронтом $w_{в}$, определяется по формуле

$$V_{в} = F_{ф} w_{в}.$$

Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта, необходимое для расчета и подбора вентилятора, складывается из сопротивлений, возникающих на входе воздуха в облицовку, при проходе через жалюзи и радиатор, при обдуве двигателя и при выходе из-под капота.

Диаметр вентилятора выбирают из условия равенства коэффициента обдува единице. При этом условии фронтальная площадь решетки будет равна площади, ометаемой лопастями, и диаметр вентилятора может быть определен из выражения

$$D_{л} = 2 \sqrt{\frac{F_{ф}}{\pi}}.$$

Частота вращения вентилятора при известной окружной скорости на наружном диаметре лопасти

$$n_{в} = 60u/(\pi D_{л}).$$

Приблизительное значение окружной скорости (в м/с), зависящей от напора и ряда конструктивных параметров вентилятора, может быть подсчитано по выражению

$$u = 0,89\psi \sqrt{\Delta p_{тр}},$$

где ψ — коэффициент, для плоских лопастей $\psi = 2,8 \div 3,5$ и для криволинейных $\psi = 2,2 \div 2,9$; $\Delta p_{тр}$ — сопротивление воздушного тракта, пропорциональное квадрату частоты вращения, Н/м²; в автомобильных системах $\Delta p_{тр} = 600 \div 1000$ Н/м².

При воздушном охлаждении сопротивление воздушного тракта зависит от интенсивности оребрения, конструкции и расположения

ребер, расстояния между осями цилиндров, конструкции дефлекторов и достигает следующих значений (в кН/м²):

Бензиновые двигатели	До 1,5
Дизели:	
с неразделенной камерой сгорания (при большом расстоянии между осями цилиндров)	1—1,8
с разделенной камерой сгорания с большой частотой вращения и малым расстоянием между осями цилиндров	1,5—2,4

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора (в Вт):

$$N_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}} \Delta p_{\text{тр}}}{\eta_{\text{в}}},$$

где $\eta_{\text{в}}$ — КПД вентилятора, для осевых клапанных вентиляторов $\eta_{\text{в}} = 0,32 \div 0,40$, а для лопаточных $\eta_{\text{в}} = 0,55 \div 0,65$.

Потери на привод вентилятора оцениваются отношением мощности $N_{\text{в}}$, затрачиваемой на привод вентилятора, к номинальной мощности двигателя $N_{\text{с}}$, которое достигает 5—8%.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ДРУГИХ ТИПОВ

§ 1. Роторно-поршневые двигатели

Роторно-поршневой двигатель (РПД) имеет корпус *I* (рис. 315) с полостью специальной двухэпитрохоидной формы, образующей совместно с плоскими поверхностями двух боковых корпусов рабочее пространство, в котором движется трехугольный ротор *З* (поршень) с вышуклыми сторонами. С ротором *З* (соосно с ним) скреплена цилиндрическая шестерня *10* с внутренним зацеплением, входящая в зацепление с неподвижной шестерней, закрепленной в крышке *9* корпуса. Неподвижная шестерня расположена соосно с эксцентриковым валом *2*, на котором установлен ротор. Ось эксцентрикового вала проходит через центр рабочего пространства. Отношение чисел зубьев шестерни ротора и неподвижной шестерни равно $3 : 2$, поэтому ротор вращается в 3 раза медленнее эксцентрикового вала, с которого снимается мощность.

При работе двигателя вращается расположенный на эксцентриковом валу ротор. Так как ротор жестко связан с шестерней *10*, которая обкатывается по неподвижной шестерне, то он одновременно вращается на подшипнике вокруг своей оси, совершая таким образом планетарное движение. При движении ротора все три его вершины постоянно касаются эпитрохоидной поверхности корпуса, образуя три отделенные одна от другой перемещающиеся серповидные камеры *I*, *II* и *III*.

Рассмотрим протекание четырехтактного цикла в перемещающейся камере *I*, заключенной между вершинами *A* и *B* ротора (рис. 316).

Процесс впуска начинается, когда вершина *A* ротора (рис. 316, *a* и *б*) открывает кромку впускного окна. Объем камеры *I* в это время приближается к наименьшему, выпускное окно еще открыто и заканчивается процесс выпуска отработавших газов. В смежной камере *II*, находящейся между вершинами *B* и *C* ротора, происходят одновременно процессы расширения и начало выпуска отработавших газов. Первый период процесса впуска — предварение впуска. Он соответствует повороту ротора на 20° , в конце данного периода объем перемещающейся камеры *I* будет наименьший. Так как вершина *A* ротора в течение этого периода пересекает впускное окно, поток свежего заряда продолжает частично поступать в объем камеры *III* и частично в камеру *I*, где за счет использования кинетической энергии поступающего заряда, происходит дополнительная очистка

камеры I от отработавших газов. Второй период впуска продолжительностью около 100° начинается с того момента, когда вершина A полностью откроет впускное окно. Объем камеры I в течение этого периода все время увеличивается, достигая к моменту его окончания наибольшей величины. Наконец, в течение последнего — третьего периода оканчивается процесс впуска и происходит дозарядка объема этой камеры свежей смесью при одновременном протекании процесса сжатия.

В течение этого периода скорость изменения объема камеры I уменьшается из-за снижающейся примерно вдвое скорости движения ротора. Свежая смесь во впускной системе движется с достаточно большой скоростью и в ней возникают динамические явления, использование которых и обеспечивает дозарядку камеры. Это позволяет получить высокие значения η_v , возрастающие по мере увеличения частоты вращения.

Процесс впуска, как и в поршневых двигателях, оценивается коэффициентом наполнения η_v и параметрами p_a и T_a конца процесса впуска. Зависимость η_v от частоты вращения для двух двигателей показана на рис. 317. С увеличением частоты вращения коэффициент η_v растет от его значения $0,86 \div 0,92$ при $n = 3000$ об/мин до $0,96 \div 1,05$ при $n = 6500 \div 7500$ об/мин. С учетом потери части заряда на продувку, отнесенные к количеству заряда, участвующего в процессах сжатия и сгорания значения коэффициента наполнения принимают меньшими на 4—6%. Температура T_a и давление p_a в конце процесса впуска соответственно равны 320—335 К и 0,09—0,097 МПа.

Процесс сжатия начинается с момента, когда вершина B перекроет впускное окно. Он заканчивается в момент, когда объем рассматриваемой полости минимальный. Как и в поршневых двигателях смесь поджигают с некоторым опережением, т. е. до того, как объем камеры будет минимальным. Угол опережения зажигания состав-

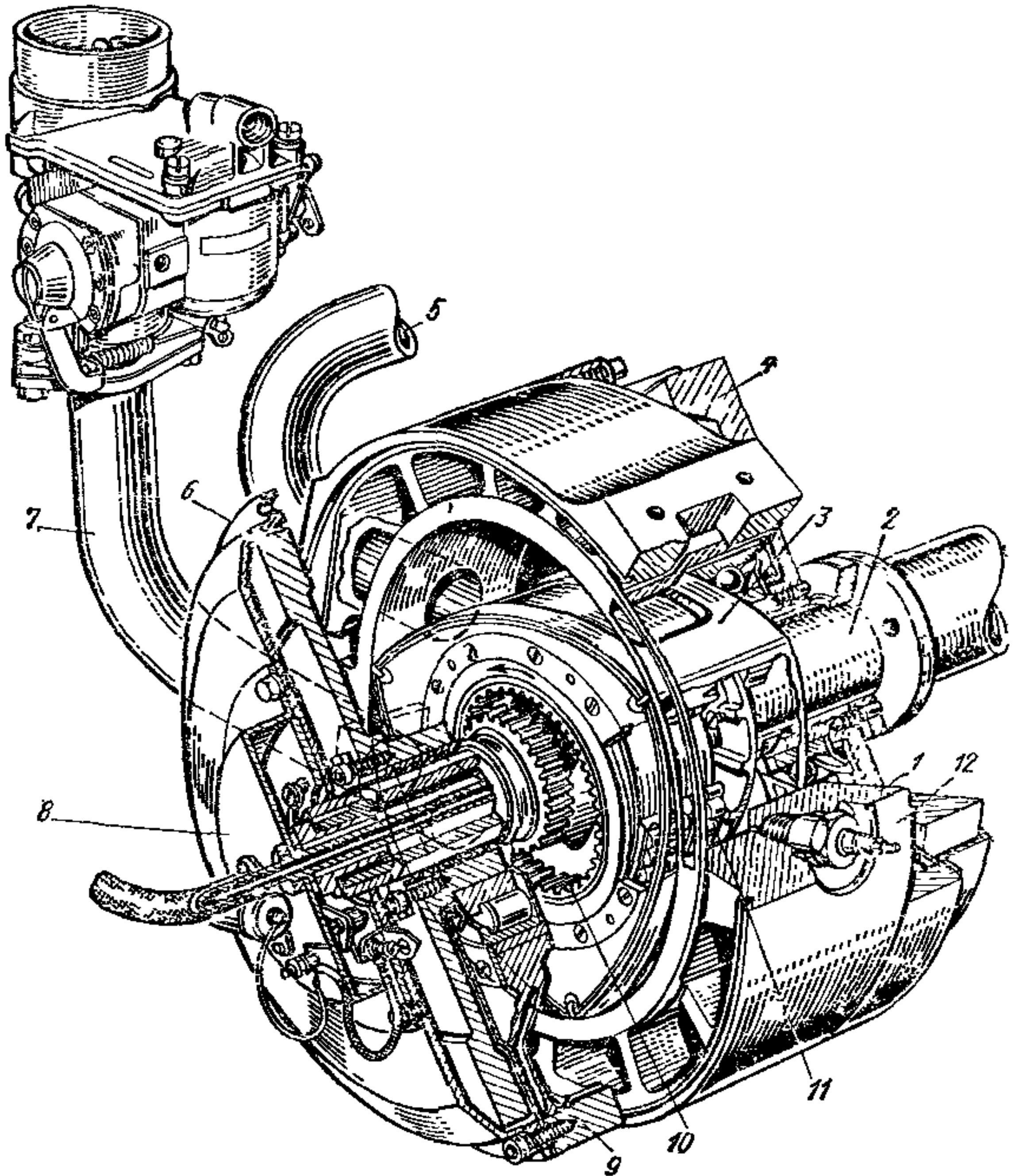


Рис. 315. Роторно-поршневой двигатель:

1 — корпус, 2 — эксцентриковый вал, 3 — ротор, 4 — задний противовес; 5 — выпускной патрубок; 6 — передний противовес; 7 — впускной патрубок; 8 — прерыватель; 9 — крышка корпуса, 10 — шестерня внутреннего зацепления, 11 — подшипник ротора; 12 — свеча зажигания

ляет $20-30^\circ$ до достижения в рассматриваемой камере наименьшего объема.

В роторно-поршневых двигателях средний показатель политропы сжатия выше, чем у поршневых двигателей ($n_1 = 1,36 \div 1,39$), вследствие меньшего теплоотвода в стенки корпуса из-за более высокой, чем в поршневом двигателе частоты вращения и более высокой температуры на внутренней поверхности корпуса в той зоне, где происходит процесс сжатия.

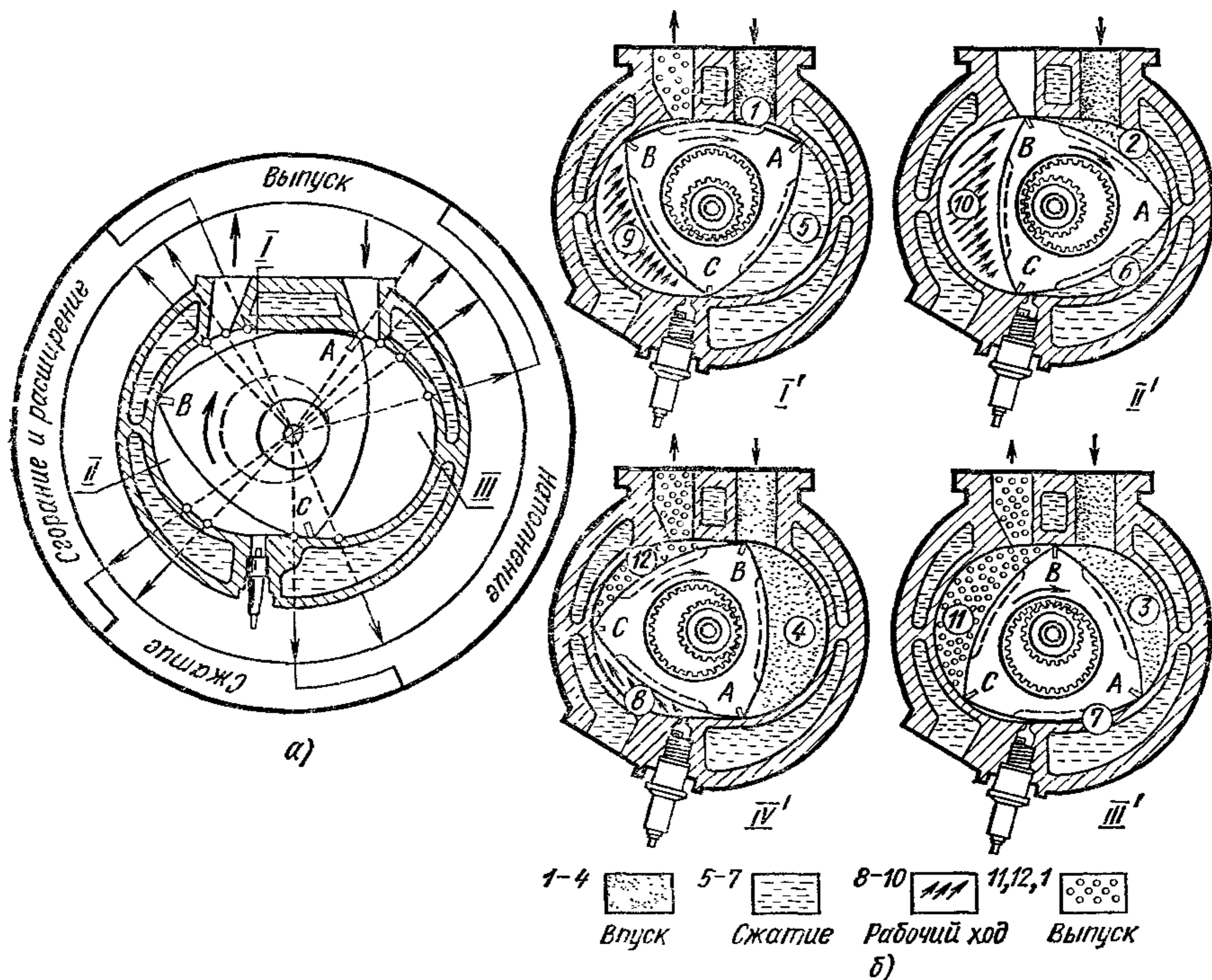


Рис. 316. Круговая диаграмма, характеризующая отдельные процессы роторно-поршневого двигателя и четырехтактный цикл этого двигателя

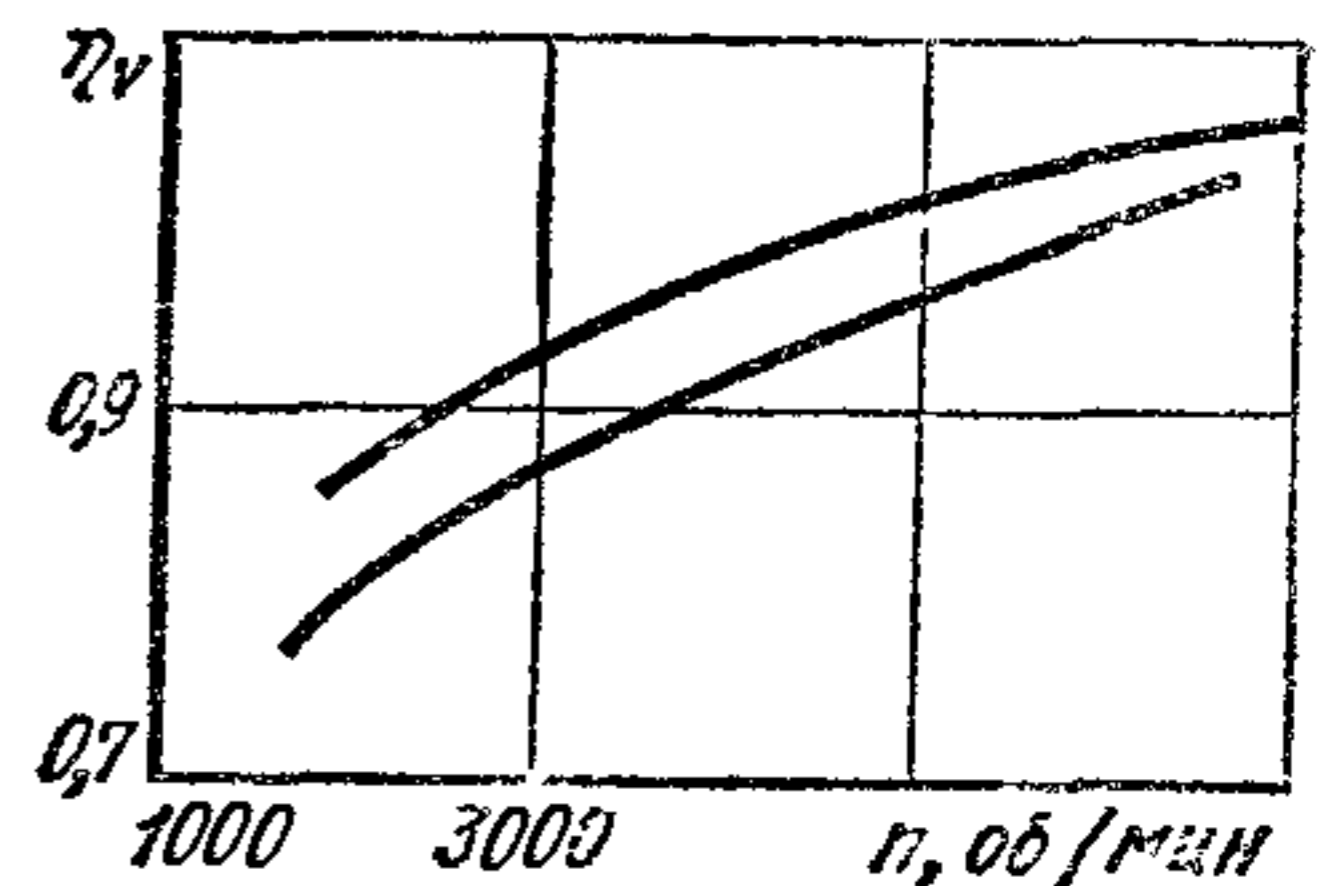
Степень сжатия ϵ , при которой достигаются оптимальные показатели по мощности и экономичности находится в пределах $8,5-10$. При этих значениях ϵ расчетное давление конца сжатия $p_c = 1,4 \div 1,9$ МПа и температура $T_c = 650 \div 800$ К.

Процесс сгорания в роторно-поршневых двигателях протекает с некоторым отличием по сравнению с поршневым двигателем. При положении ротора, когда в исследуемой полости объем минимальный, камера сгорания представляет узкую щель, сжатую в средней части выступом эпитрохоидного профиля корпуса и состоящую из двух серповидных объемов, сообщающихся через выемку в роторе. С момента начала процесса сгорания при вращении ротора происходит перетекание заряда из задней уменьшающейся полости в увели-

чивающуюся переднюю. Скорость перетекания заряда зависит от формы и положения выемки в роторе. Аналогично протеканию сгорания в поршневых двигателях этот процесс в роторно-поршневом двигателе можно разделить на три фазы: начальную, основную и фазу догорания. Основной особенностью процесса сгорания в роторно-поршневом двигателе является то, что большая его часть происходит одновременно с расширением при увеличивающемся объеме. В результате этого давление в основной фазе сгорания изменяется незначительно и наибольшее значение $\Delta p / \Delta \varphi = 0,03 \div 0,04$ МПа/° (где φ — угол поворота эксцентрикового вала). Максимальные давления цикла $p_z = 4 \div 5$ МПа и температура $T_z = 2300 \div 2650$ К.

РПД по сравнению с поршневым двигателем обладает меньшей склонностью к возникновению детонационного сгорания, и, следовательно, меньшие требования предъявляются к октановому числу топлива. При $\varepsilon = 9$ и использовании топлива с октановым числом 66 или 72 сгорание происходит без детонации.

Рис. 317. Зависимость коэффициента η_V от частоты вращения вала роторно-поршневого двигателя



Процесс расширения составляет примерно 90° угла поворота ротора. В большей части этот процесс происходит одновременно со сгоранием. В конце процесса расширения (примерно за 20° до конца) открывается выпускное окно и начинается свободный выпуск отработавших газов.

Поверхность корпуса, где происходит процесс сгорания и расширения, в отличие от поршневого двигателя не охлаждается поступающим в полость при впуске свежим зарядом и имеет более высокую по сравнению с другими зонами температуру. В результате здесь в процессе сгорания и расширения теплоотвод от газов в стенки меньше. В связи с большей по сравнению с поршневым двигателем длительностью третьей фазы сгорания средний показатель политропы расширения $n_2 = 1,15 \div 1,2$. В конце процесса расширения давление $p_B = 0,4 \div 0,6$ МПа, температура $T_B = 1750 \div 1950$ К.

Процесс выпуска начинается в конце процесса расширения, когда кромкой A открывается доступ отработавших газов к выпускному окну. Первая фаза выпуска — предварение — заканчивается, когда объем рассматриваемой камеры будет наибольшим. Так как в начале открытия выпускного окна давление в камере p составляет $0,6—0,8$ МПа, а в конце этой фазы $0,3—0,5$ МПа, и перепад давления $\beta = p_0/p$ меньше или равен критическому (p_0 — атмосферное давление), процесс истечения отработавших газов происходит с крити-

ческой скоростью. Последующий выпуск (фаза II) осуществляется за счет выталкивания отработавших газов вращающимся ротором. Длительность этого периода составляет 60° поворота ротора. В последующем, когда вершиной *A* ротора откроется впускное окно, начинается продувка рассматриваемой полости свежей смесью (фаза III). Затем в полости *I* происходит одновременно выпуск отработавших газов и впуск свежего заряда, а в смежной полости *II* — расширение и выпуск, так как вершина ротора *B* открывает и пересекает выпускное окно. Установившееся к этому времени направленное движение отработавших газов способствует эффективной продувке объема полости *I* (фаза IV).

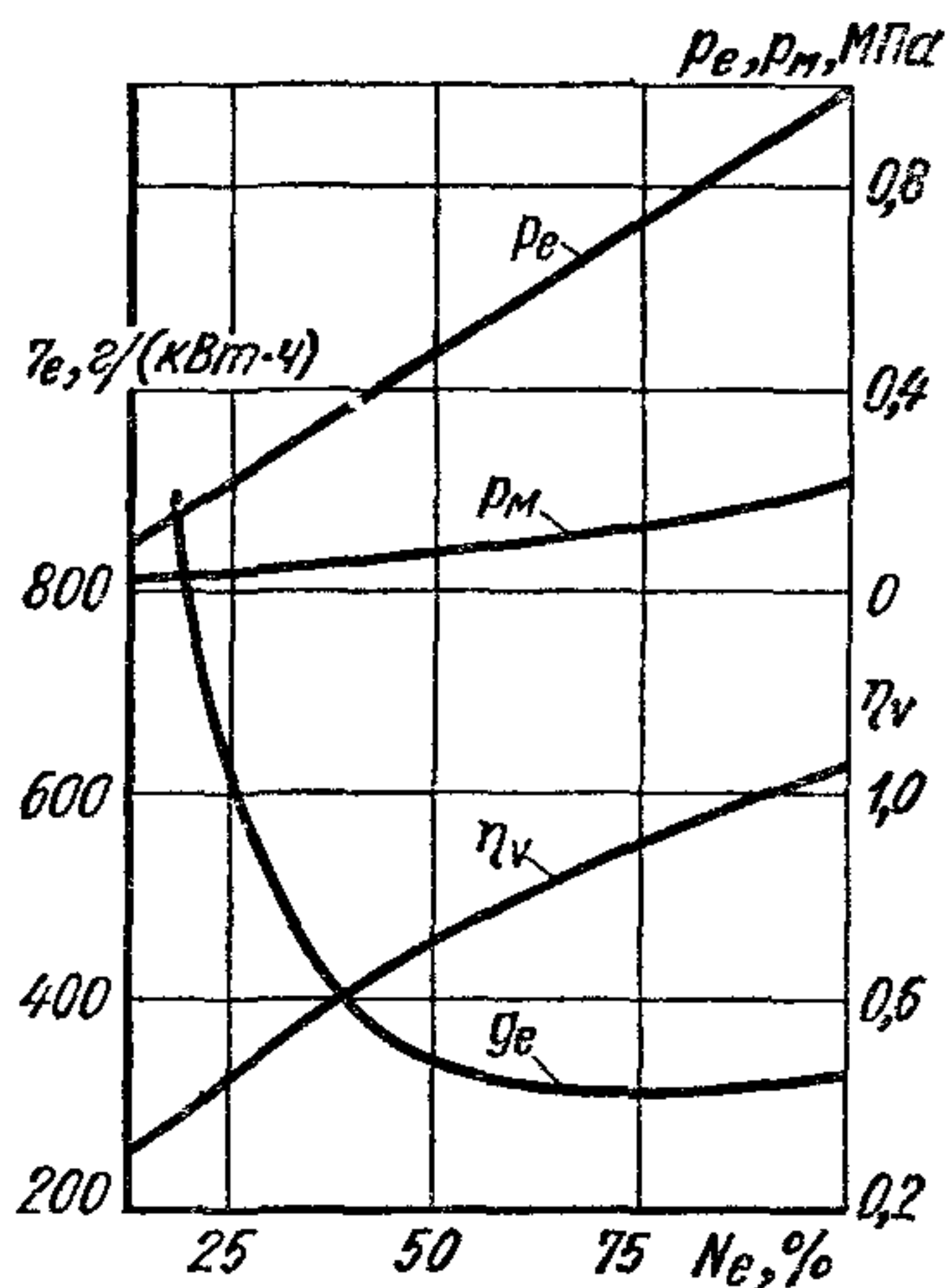


Рис. 318. Нагрузочная характеристика роторно-поршневого двигателя типа NSU—Spieder

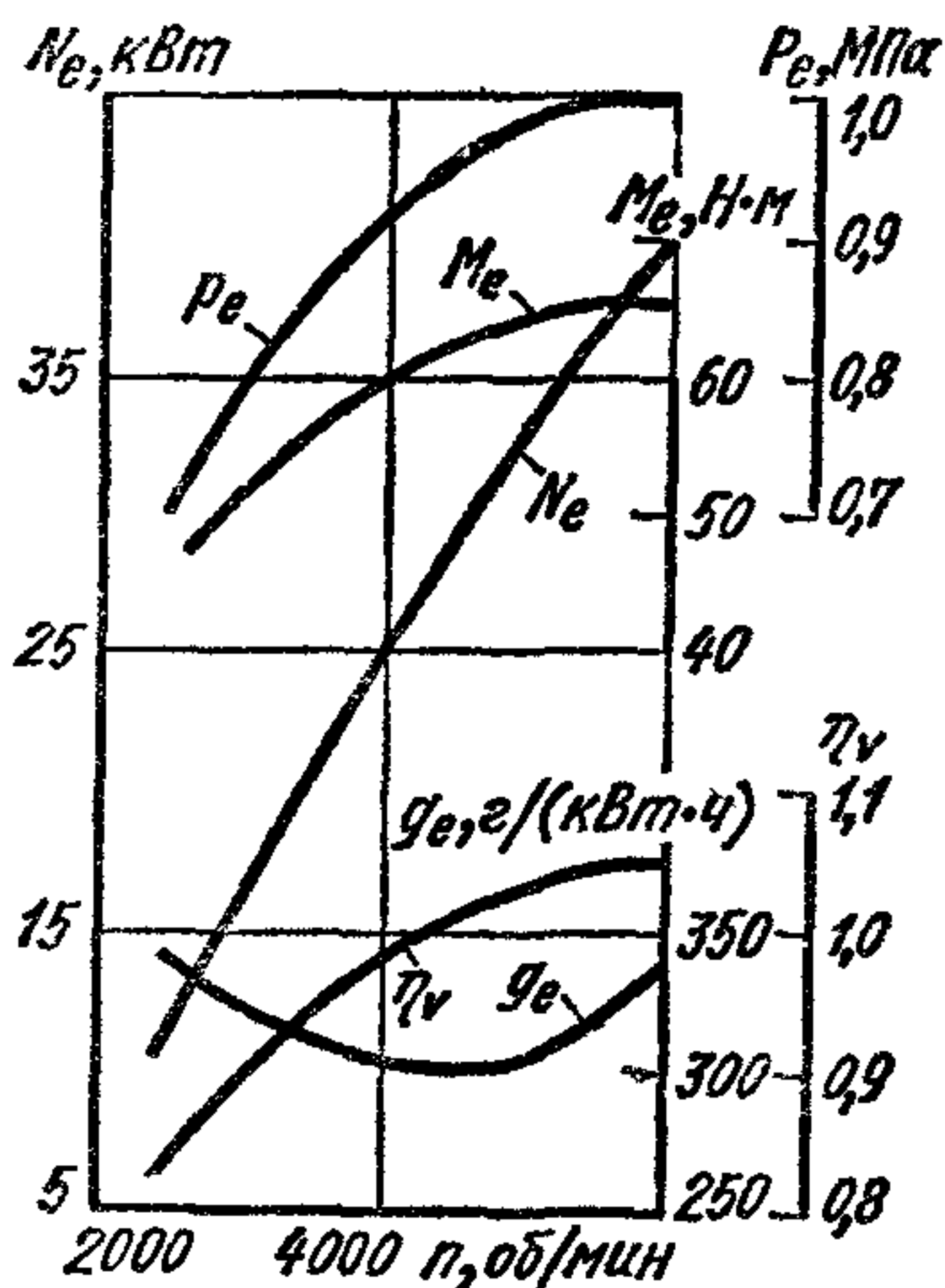


Рис. 319. Внешняя скоростная характеристика роторно-поршневого двигателя типа NSU — Spieder

Показатели работы роторно-поршневого двигателя определяются так же, как и у поршневого. Необходимо учитывать, что весь рабочий цикл осуществляется в трех камерах ротора за один оборот эксцентрикового вала, от которого происходит отбор мощности. Следовательно, индикаторная и эффективная мощности подсчитываются по формулам для двухтактных двигателей.

На рис. 318 и 319 приведены нагрузочная и скоростная характеристики РПД. Нагрузочная характеристика, снятая при $n = 6000$ об/мин; максимальное $p_e = 1,0$ МПа и $\eta_v = 1,05$. Из нагрузочной характеристики видно, что примерно до $N_e = 0,5N_{\text{ном}}$ удельный расход топлива почти не меняется. Анализ скоростной характеристики показывает, что эффективный удельный расход в исследованном двигателе имеет наименьшее значение при $n = 4500$ об/мин [$g_e = 300$ г/(кВт·ч)]. На номинальном режиме ($n = 6000$ об/мин) $g_e = 340$ г/(кВт·ч).

Коэффициент наполнения с увеличением частоты вращения все время возрастает. Соответственно растут среднее эффективное давление, мощность и крутящий момент.

Составляющие внешнего теплового баланса роторно-поршневого двигателя: $q_e = 21 \div 28\%$; $q_{\text{охл}} = 15 \div 25\%$; $q_{\text{ог}} = 25 \div 45\%$; $q_{\text{нс}} = 0 \div 30\%$; $q_{\text{ост}} = 4 \div 9\%$.

При выпуске из роторно-поршневых двигателей по сравнению с поршневыми выбрасывается с продуктами сгорания несколько меньшее количество токсических компонентов. Главным их преимуществом является возможность более эффективного применения мероприятий для снижения токсичности, которые используют в поршневых двигателях. Вследствие меньшей теплоотдачи и более высокой температуры отработавших газов использование термического нейтрализатора обеспечивает больший эффект, чем в поршневых двигателях. Возможность применения рециркуляции отработавших газов в роторно-поршневых двигателях достигается сравнительно просто — смещением газораспределительных органов.

Конструкция роторно-поршневых двигателей проще поршневых. В РПД всего две подвижные детали — ротор и вал, совершающие равномерное вращательное движение. РПД имеет меньшие массы и габаритные размеры, чем поршневой двигатель, и выгодно отличается полной уравновешенностью и отсутствием вибраций.

При вращении ротора возникает центробежная сила инерции, которая уравновешивается двумя противовесами на эксцентриковом валу.

Имеются РПД, у которых запас крутящего момента и протекание зависимостей $\eta_v = f(n)$ и $M_e = f(n)$ аналогичны поршневым двигателям (например, двигатель RC 1-60 американской фирмы Кертис — Райт).

К недостаткам РПД следует отнести их меньший срок службы и худшую экономичность по сравнению с поршневыми двигателями.

§ 2. Газотурбинные двигатели

В последние годы ведутся разработки по применению газотурбинного двигателя в качестве энергетической установки для автомобиля. Это связано не только со специфическими преимуществами газотурбинного двигателя, но и в значительной степени с тем, что для автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов необходимы двигатели большой мощности (до 1000—1500 кВт).

Отсутствие возвратно-поступательно движущихся частей, высокая частота вращения ротора позволяют существенно снизить удельную массу и габаритные размеры газотурбинного двигателя по сравнению с дизелем. Это дает возможность рассматривать его как перспективный двигатель для автомобилей большой грузоподъемности.

Принципиальная схема простейшего газотурбинного автомобильного двигателя показана на рис. 320. Он состоит из центробежного компрессора 12, камеры сгорания 3, куда поступает топливо через

форсунку 2, компрессорной 10 и тяговой 9 турбин. Диск 4 турбины 10 и крыльчатка 1 компрессора 12 расположены на одном валу 11.

Диск 6 тяговой турбины 9 посажен на вал 7, который через редуктор 8 связан с трансмиссией автомобиля. По числу кинематически не связанных между собой валов (11 и 7) двигатель с такой схемой называется двухвальным. В настоящее время он имеет преимущественное распространение в автомобильном газотурбостроении.

Основными агрегатами газотурбинного двигателя являются компрессор, турбины и камера сгорания. Кроме того, он имеет регулятор частоты вращения, масляный насос, стартер и другое вспомогательное оборудование. В автомобильных газотурбинных двигателях

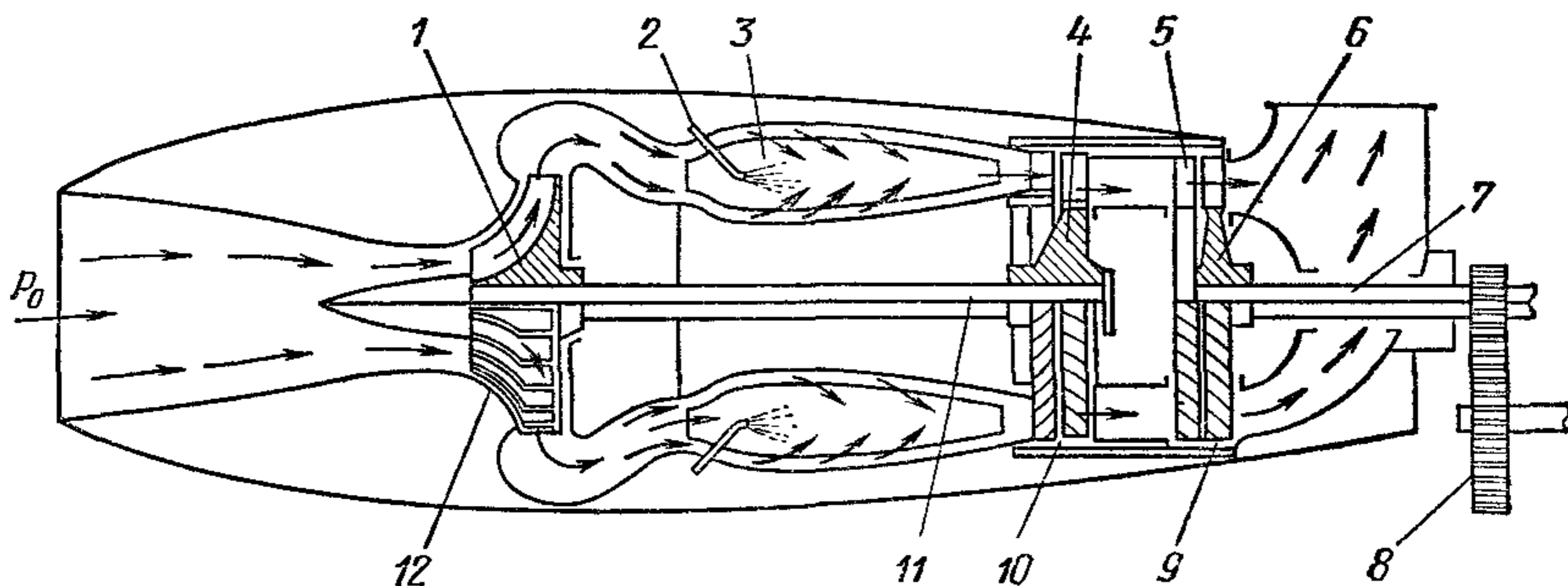


Рис. 320. Схема простейшего двухвального газотурбинного двигателя

обычно применяют одноступенчатый центробежный компрессор, повышающий давление воздуха в 3,5—4 раза. Для достижения указанного давления необходимо, чтобы рабочее колесо компрессора вращалось с максимально допускаемой по условиям прочности окружающей скоростью, которая при размерах крыльчатки, применяемой в автомобильных газотурбинных двигателях, составляет 420—450 м/с.

Камера сгорания 3 изготовлена из жаростойкого листового материала и имеет трубчатую или кольцевую конструкцию.

В связи с тем, что жаропрочность материала дисков турбин ограничивает температуру газа (900—925° С), в продукты сгорания топлива приходится добавлять холодный воздух, поступающий из компрессора. В результате этого, хотя сгорание происходит при $\alpha = 1,0 \div 1,5$, среднее значение коэффициента избытка воздуха в газотурбинных двигателях значительно больше, чем в поршневых ($\alpha = 4 \div 6$).

В автомобильных газотурбинных двигателях применяют центростремительные и осевые турбины. Показанная на рис. 321 компрессорная турбина является центростремительной, а тяговая — осевой. Независимо от типа турбина состоит из соплового аппарата 5 (см. рис. 320) и рабочего колеса. Сопловой аппарат представляет собой систему неподвижных лопаток специального профиля, расположенных по окружности. Рядом стоящие лопатки ограничивают канал сопла. Протекая по этим каналам, газы расширяются, вслед-

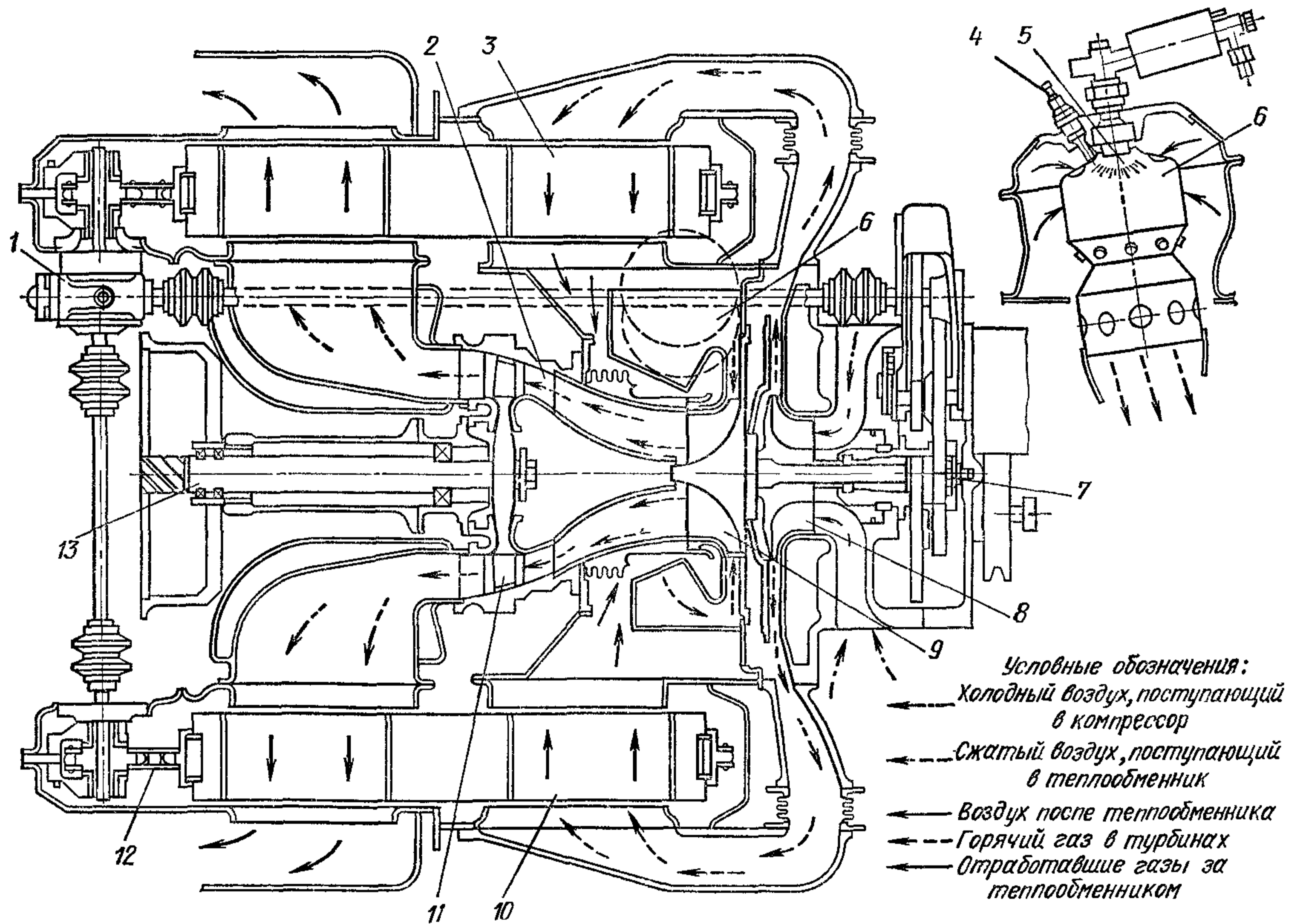


Рис. 321. Схема двухвального газотурбинного двигателя с теплообменником:

1 — червячным привод теплообменника; 2 — сопловый аппарат тяговой турбины; 3 и 10 — теплообменники; 4 — свеча; 5 — форсунка; 6 — камера сгорания; 7 — редуктор привода теплообменника; 8 — компрессор; 9 — турбина компрессора; 11 — тяговая турбина; 12 — цепная передача; 13 — выходной вал

ствие чего их давление уменьшается, а скорость увеличивается до 600—750 м/с.

В осевой турбине газ, протекая по каналам рабочего колеса, меняет направление движения в соответствии с профилем лопаток. Оказывая давление на лопатки, газ создает силу, приводящую во вращение рабочее колесо.

В центробежной турбине при движении газа по вращающемуся каналу рабочего колеса, расстояние которого от оси вращения уменьшается, возникает кориолисова сила, являющаяся основной приводящей во вращение колесо.

Наиболее высокий КПД в турбине достигается, когда окружная скорость вращения колеса составляет 0,5—0,6 скорости газов на выходе из соплового аппарата. Следовательно, при указанных выше значениях скорости газа окружная скорость колеса турбины должна равняться 350—420 м/с. Возникающие при этом центробежные силы вызывают значительные напряжения в диске и лопатках турбины. Так как диск и лопатки во время работы сильно нагреваются, то для противодействия этим напряжениям материал, из которого они сделаны, отличается особой жаропрочностью. Сплавы, применяемые для изготовления турбин, состоят из вольфрама, молибдена, никеля и т. п.

Газотурбинный двигатель, схема которого показана на рис. 320, работает следующим образом. Вал компрессора приводится в движение стартером. Пусковая частота вращения составляет 25—30 % номинальной. Компрессор подает сжатый воздух в камеру сгорания 3, в которую через форсунку 2 при помощи шестеренчатого насоса нагнетается топливо. Затем электрической свечой накаливания поджигается топливо. Как только образуется устойчивая зона горения, последующие порции топлива воспламеняются непосредственно от соприкосновения с пламенем, и свеча выключается.

Продукты сгорания из камеры 3 поступают в компрессорную турбину 10, где они расширяются. При этом давление равно их среднему значению между давлением за компрессором и давлением окружающей среды. Этого расширения достаточно для того, чтобы турбина могла вращать компрессор и связанные с валом вспомогательные механизмы.

Окончательное расширение продуктов сгорания происходит в тяговой турбине 9. Получаемая при этом механическая энергия расходуется на движение автомобиля.

Отработавшие газы через выпускную трубу удаляются в атмосферу.

Отсутствие в двигателе возвратно-поступательно движущихся деталей позволяет доводить частоту вращения его ротора до 25 000—40 000 об/мин. Удельная масса двигателя такой схемы не превышает 0,35—0,5 кг/кВт. В газотурбинном двигателе сведено к минимуму число трущихся пар. Потери на трение возникают лишь в подшипниках валов и шестернях редуктора. Поверхности трения не омываются горячими газами. Поэтому система смазки упрощается. Расход масла существенно снижен по сравнению с поршневым двигателем. Меха-

нический КПД имеет высокое значение (достигает 0,92—0,94). Непрерывность процесса сгорания и относительная его продолжительность позволяют применять простую топливоподающую аппаратуру: шестеренчатый насос и центробежную форсунку.

Газотурбинный двигатель отличается высокими пусковыми качествами. Стартер относительно малой мощности обеспечивает его пуск при любой температуре окружающего воздуха (до -50°C). Это свойство особенно важно при эксплуатации автомобиля в арктических условиях. Существенным преимуществом автомобильного газотурбинного двигателя является его сравнительно небольшая токсичность отработавших газов. При работе двигателя под нагрузкой она в 3—7 раз меньше, чем у дизеля. Это может иметь решающее значение при выборе двигателя для работы в карьерах. Снижение токсичности вызвано высоким средним значением коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{ср}}$, более низкими по сравнению с поршневым двигателем температурой и давлением сгорания, и наконец, большим временем сгорания.

Газотурбинный двигатель полностью уравновешен, в связи с этим подмоторная рама для него может иметь значительно меньшую массу, чем для поршневого двигателя. Кроме того, газотурбинный двигатель обладает особыми преимуществами при установке его на автомобиль. В этом случае не нужно сцепление, так как вращение компрессионного вала во время запуска производится при неподвижной тяговой турбине. По этой причине (разобшение двух валов) тяговая характеристика имеет весьма благоприятный характер. Крутящий момент при трогании автомобиля с места более чем в 2 раза превышает крутящий момент на номинальном режиме. Это позволяет сократить число ступеней в коробке передач и облегчает работу водителя, так как он значительно реже переключает передачи и управляет двигателем, воздействуя только на педаль подачи топлива.

Следует, однако, заметить, что в связи с опасностью разброса тяговой турбины при внезапном сбросе нагрузки, переключение передач требует специального устройства. Его применение усложняет конструкцию коробки передач.

Газотурбинный двигатель рассматриваемой схемы обладает рядом недостатков, устранение которых связано с усложнением конструкции. Недостатки эти следующие: низкая экономичность на номинальном режиме по сравнению с поршневыми двигателями; большой расход воздуха при данной мощности; высокие требования к чистоте всасываемого воздуха; резкое ухудшение экономичности при работе на частичной нагрузке; невозможность торможения автомобиля двигателем.

Низкая экономичность на номинальном режиме определяется относительно небольшой степенью повышения давления в компрессоре. В результате этого температура отработавших газов оказывается высокой и с ними выбрасывается большое количество теплоты. Для ее частичной утилизации применяют теплообменники. На рис. 324 показана схема двигателя с двумя дисковыми вращающимися теплообменниками. Отработавшие газы, прежде чем выйти в атмосферу,

проходят через медленно поворачивающийся отсек теплообменника, наполненный теплоемкой набивкой в виде мотков проволоки, металлической ленты и т. п. Набивка нагревается и при вращении передает запасенную теплоту воздуху, идущему из компрессора в камеру сгорания. Таким образом, подаваемый компрессором воздух нагревается не только за счет сжигаемого топлива в камере сгорания, но и за счет теплоты отработавших газов. Это приводит к значительной экономии топлива. Удельный расход топлива в двигателе с теплообменником в 1,5 раз меньше, чем без теплообменника. Экономичность современных газотурбинных двигателей с теплообменником близка к экономичности дизеля.

Недостатком двигателя с теплообменником является сложность его изготовления, а также увеличение массы и габаритных размеров двигателя из-за наличия теплообменника и воздухо- и газопроводов.

Степень чистоты воздуха, поступающего в газотурбинный двигатель, имеет большое значение. Поскольку частота вращения рабочих колес компрессора и турбины высокая, при попадании частиц пыли в проточную часть очень быстро изнашивается двигатель. Поэтому на входе в компрессор необходимо устанавливать воздухоочистители, которые полностью очищают воздух от пыли.

Тщательная очистка воздуха от пыли должна производиться при минимальных гидравлических сопротивлениях фильтра. Газотурбинный двигатель весьма чувствителен к гидравлическим потерям. Фильтр ГТД с потерями 15 кПа эквивалентен по его влиянию на рабочий процесс сопротивлению, равному 50 кПа фильтра поршневого двигателя. Следует иметь в виду, что из-за больших коэффициентов избытка воздуха и более высоких удельных расходов топлива в двигателях без теплообменника через газотурбинный двигатель проходит приблизительно в 8 раз больше воздуха, чем через поршневой такой же мощности. В результате этого сечения воздухо- и газопроводов увеличиваются. Камера сгорания, выпускная труба, воздухоочиститель, теплообменник и соответствующие газовые коммуникации значительно увеличивают габаритные размеры установки. Поэтому современный автомобильный ГТД в значительной степени утратил преимущества по габаритным размерам по сравнению с поршневым двигателем.

Чтобы уменьшить габаритные размеры газотурбинной установки, увеличивает допустимую температуру газа. В современных автомобильных газотурбинных двигателях она достигает 1150°C при воздушном охлаждении лопаток сопловых аппаратов и рабочих колес.

Повышение температуры резко увеличивает удельную мощность двигателя и, следовательно, понижает расход проходящего через него воздуха. Это позволяет сократить размеры проходных сечений теплообменника, воздухоочистителя и газотрубопроводов. Габаритные размеры силовой установки существенно снижаются. Однако введение воздушного охлаждения проточной части турбины усложняет технологию и повышает стоимость изготовления двигателя.

Для двигателей мощностью до 750 кВт введение воздушного охлаждения лопаток весьма затруднительно из-за их малого размера.

Установка теплообменника и увеличение температуры цикла позволяют уменьшить удельный расход топлива на номинальном режиме, однако при работе на частичных нагрузках, характерных для эксплуатации автомобильного двигателя, удельный расход топлива резко возрастает. Это происходит по следующим причинам. При снижении нагрузки уменьшается подача топлива в камеру сгорания и температура газа падает. Одновременно с этим автоматически понижается частота вращения компрессора и, следовательно, падает давление за ним, в результате термический КПД цикла и экономичность двигателя уменьшаются.

Повышения термического КПД и соответственно экономичности при понижении нагрузки у двухвального газотурбинного двигателя можно достичь следующими способами. Первый способ — устройство поворотных сопловых лопаток тяговой турбины. При снижении нагрузки и расхода топлива лопатки соплового аппарата прикрываются, расход воздуха через двигатель уменьшается, а температура цикла сохраняется неизменной. Это мероприятие, эффективное для двигателя с теплообменником, позволяет сохранить практически постоянным удельный расход топлива при снижении мощности до 50% номинальной. Второй способ — установка обгонной муфты между тяговой и компрессорной турбинами. При переходе двигателя на работу с частичной нагрузкой турбины блокируются и двигатель начинает работать как одновальный. Это дает возможность на режимах частичных нагрузок поддерживать неизменную температуру цикла и таким образом сохранить экономичность.

Применение указанных способов позволяет использовать двигатель для торможения автомобиля. В первом случае для этого достаточно изменить угол наклона лопаток соплового аппарата, так, чтобы затормозить рабочее колесо тяговой турбины. При втором способе торможение автомобиля двигателем осуществляется путем использования энергии вращения колес автомобиля для сжатия воздуха в компрессоре.

Таким образом, усложнение первоначально очень простой схемы дает возможность использовать газотурбинный двигатель в качестве весьма совершенного автомобильного силового агрегата. Однако при этом он в значительной степени теряет свои преимущества в отношении габаритных размеров, массы и стоимости. В настоящее время ведутся работы по внедрению газотурбинных двигателей в качестве силовой установки для привода автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов.

§ 3. Двигатель с внешним подводом теплоты

В последнее время в качестве энергетической установки на автомобиле применяют опытные конструкции двигателей с внешним подводом теплоты. Известны такие конструкции паровых двигателей. Ведутся разработки конструкций двигателей с внешним подводом

теплоты, работающих по циклу, предложенному Р. Стирлингом (1816 г.). Отличительной особенностью этого двигателя является то, что теплота к рабочему телу, находящемуся в замкнутом цилиндрическом объеме, подводится через специальный теплообменник — нагреватель. Теплота отводится через теплообменник — охладитель. Получение теплоты в автомобильных и других модификациях двигателя происходит в специальной камере сгорания, находящейся вне рабочего объема. В эту камеру поступает топливо и воздух, и в ней происходит непрерывный процесс сгорания.

Теоретический цикл этого двигателя (рис. 322) состоит из двух изотерм и двух изохор и его термический КПД, как и в цикле Карно, определяется уравнением

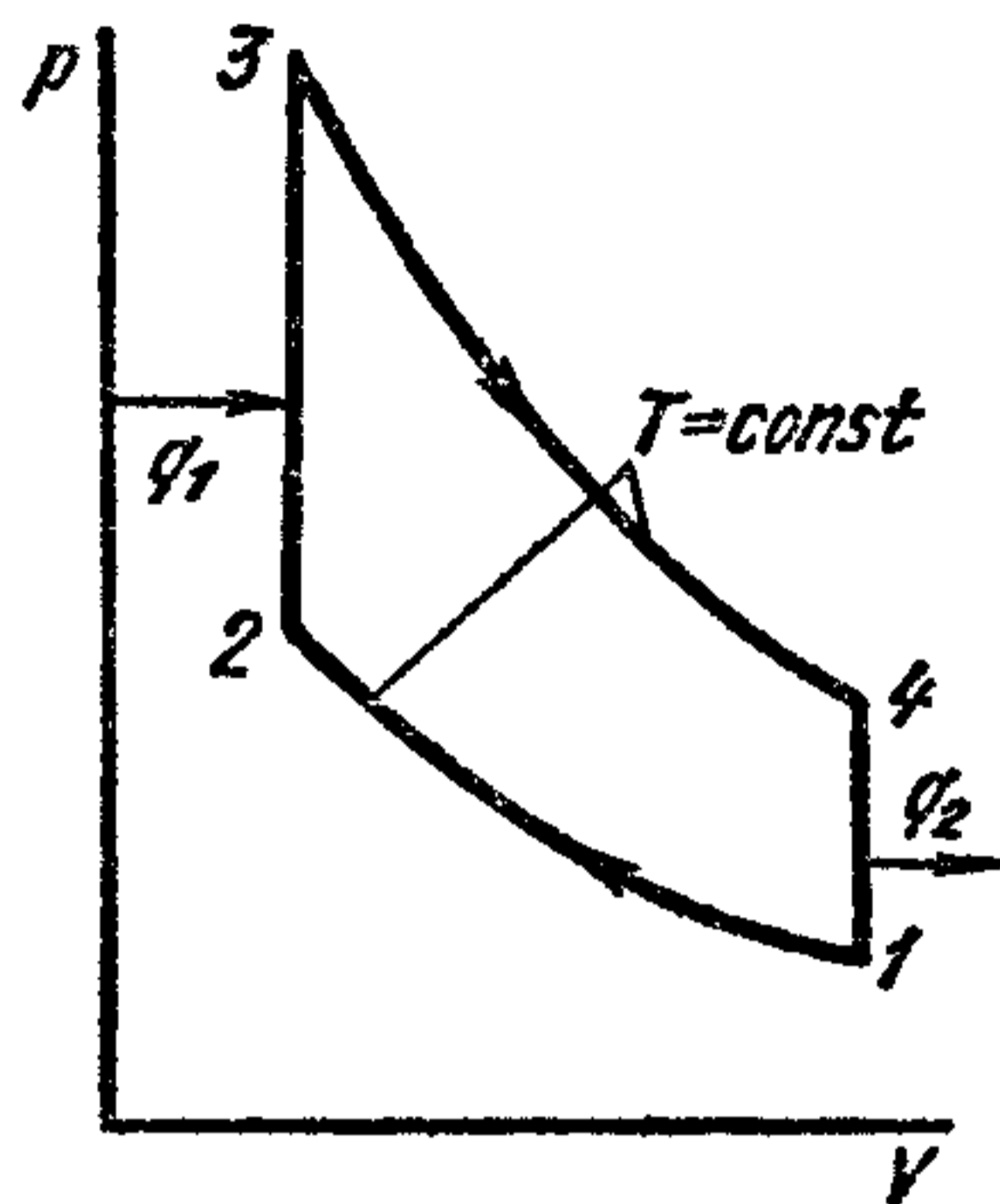
$$\eta_t = 1 - (T_2/T_1),$$

где T_1 и T_2 — соответственно температура рабочего тела в горячей и холодной зонах объема.

В действительности не удастся осуществить в точности указанный цикл, и индикаторная диаграмма имеет вид эллипса.

На рис. 323, а и б показаны конструктивная схема двигателя и схема его рабочей части, иллюстрирующая принцип работы.

Рис 322. Цикл Стирлинга в $sp-V$ координатах



Рабочая часть представляет собой замкнутый объем, состоящий из двух отсеков: верхнего (горячая зона), расположенного над поршнем-вытеснителем 2 в пространстве расширения А, где циркулирует горячий газ, непрерывно нагреваемый в кольцевом газопроводе 1; нижнего отсека (холодная зона), расположенного между рабочим поршнем 5 и поршнем-вытеснителем — пространство сжатия.

При нахождении рабочего поршня в н. м. т. большая часть газа (рабочего тела) находится в нижнем отсеке (положение I, рис. 323, б). Когда рабочий поршень движется вверх, происходит процесс сжатия (положение II, рис. 323, б). При движении поршня-вытеснителя вниз (положение III, рис. 323, б) происходит перекачка газа из нижнего отсека в верхний. На своем пути газ вначале охлаждается в охладителе 17, затем подогревается в регенераторе 16 за счет аккумулярованной в предыдущем цикле тепловой энергии. Затем газ нагревается в подогревателе 13, где газу передается теплота, образующаяся при сгорании топлива. При совместном движении рабочего поршня и поршня-вытеснителя вниз нагретый газ расширяется (положение IV, рис. 323, б). После этого цикл повторяется.

Под рабочим поршнем размещена герметизированная буферная полость В, наполненная сжатым газом. Когда при движении рабочего поршня вниз совершается рабочий ход, давление в этой полости повышается и при возвратном движении поршня за счет запасенной энергии производится сжатие холодного газа в рабочем объеме.

На рис. 323, б показан также путь S обоих поршней в зависимости от угла поворота φ вала.

Для утилизации энергии продуктов сгорания, поступающих для осуществления процесса сгорания, воздух, поступающий в камеру

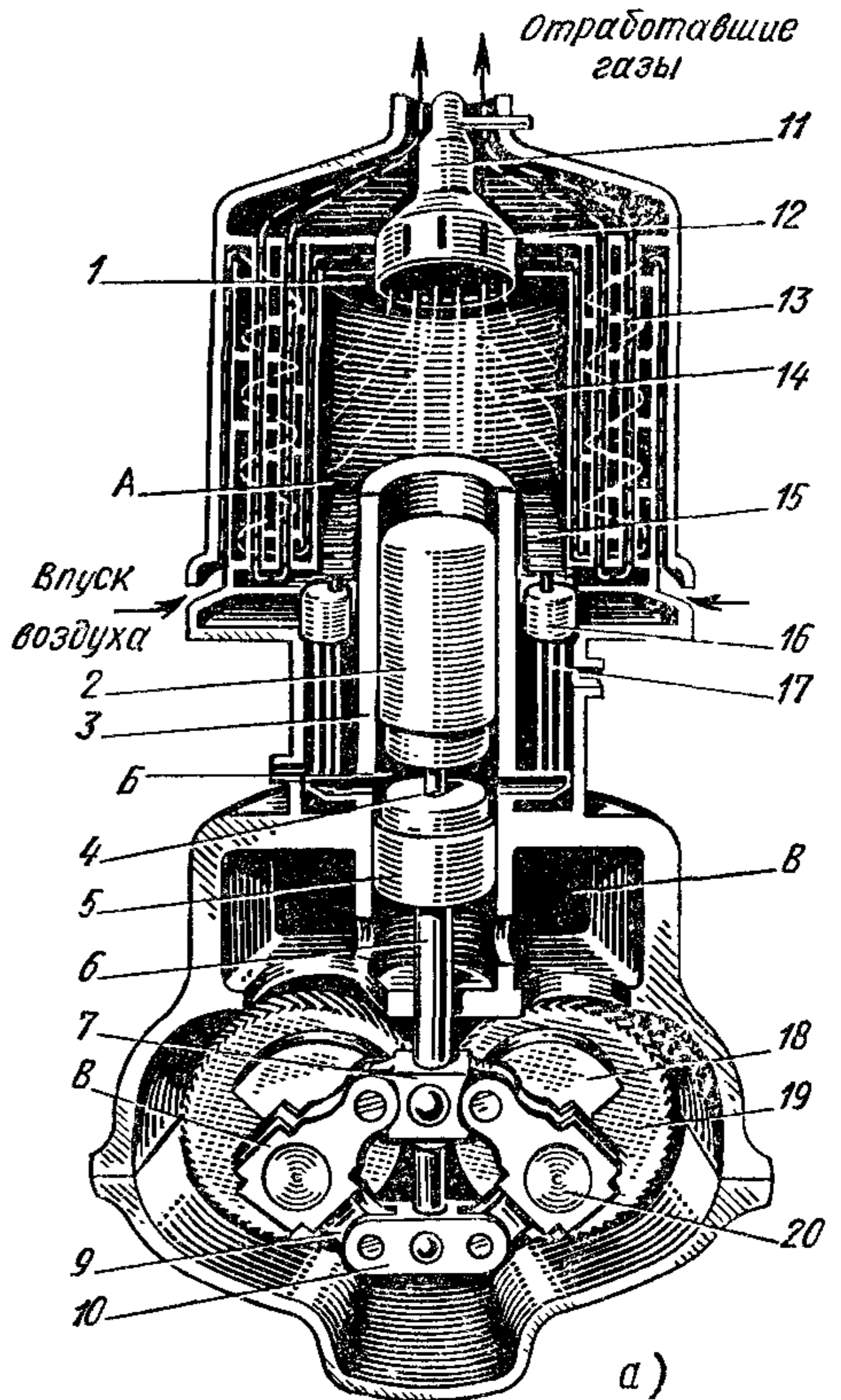
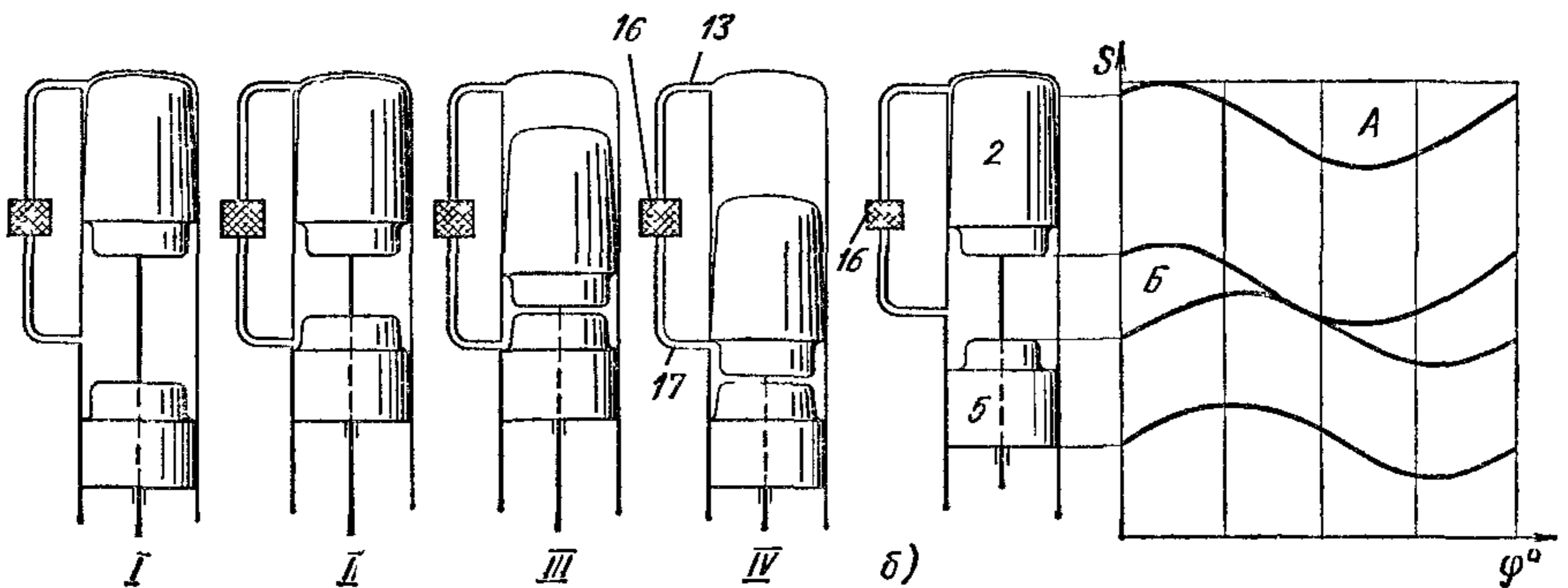


Рис. 323. Конструктивные схемы:

a — двигателя с внешним подводом теплоты, работающего по циклу Стирлинга; *б* — рабочей части двигателя с диаграммой хода поршней, *A* — пространство расширения; *B* — пространство сжатия, *B* — буферная полость; 1 — кольцевой газопровод; 2 — поршень-вытеснитель; 3 — цилиндр; 4 — шток поршня-вытеснителя; 5 — рабочий поршень; 6 — шток рабочего поршня; 7 — ярмо рабочего поршня; 8 — шатун рабочего поршня; 9 — шатун поршня-вытеснителя; 10 — ярмо поршня-вытеснителя, 11 — форсунки; 12 — горелка; 13 — подогреватель; 14 — трубы подогревателей; 15 — ребра, 16 — регенератор; 17 — грубы охлаждения; 18 — противовес; 19 — синхронизирующие шестерни; 20 — кривошип



сгорания, предварительно подогревается в теплообменнике за счет теплоты продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу.

Для превращения тепловой энергии в механическую работу и осуществления необходимой синхронизации движения поршней, при

котором поршень-вытеснитель на некоторый угол поворота вала должен опережать движение рабочего поршня, в рассматриваемой схеме применен специальный ромбический механизм. Он позволяет обеспечить близкую к оптимальной кинематику механизма. Привод состоит из двух противоположно вращающихся валов, соединенных один с другим двумя синхронизирующими шестернями 19, четырех шатунов (двух рабочего поршня 12 и двух поршня-вытеснителя 13) и двух кривошипов 20.

Из рабочей полости двигателя в картер выходит прямолинейно движущийся шток рабочего поршня 6, внутри которого проходит шток поршня-вытеснителя 4. Механизм с прямолинейно движущимся штоком позволяет создать надежное уплотнение и предотвратить утечки газа в полость картера. Для полного уравнивания инерционных сил установлена противовесы 18, движущиеся противоположно цапфам кривошипа.

В последнее время для транспортных двигателей разработаны более компактные механизмы, осуществляющие синхронное движение поршней и передачу энергии потребителю (например, бескривошипный механизм с кривошипной шайбой).

Двигатель Стирлинга имеет ряд преимуществ, из которых применительно к автомобильным модификациям, главными являются следующие:

- высокий и мало зависящий от нагрузки КПД (его значения приближаются к значениям КПД дизелей);

- меньшая по сравнению с двигателем внутреннего сгорания токсичность отработавших газов. Следует также отметить, что эти двигатели не выбрасывают в атмосферу картерные газы;

- малый шум при работе. Плавное изменение давлений между началом и концом сжатия (давление в рабочей полости в начале сжатия составляет 10 МПа, а в конце 20 МПа) способствует отсутствию вибраций механизма. По опубликованным данным, уровень шума двигателя Стирлинга примерно на 20 дБ меньше, чем у дизеля;

- возможность применения различных топлив, низкий расход масла, отсутствие его старения при работе двигателя;

- низкая температура отработавших газов;

- более высокий по сравнению с двигателями внутреннего сгорания коэффициент приспособляемости;

- хорошие пусковые качества и простота пуска;

К недостаткам двигателя можно отнести следующее:

- относительно невысокую приемистость из-за наличия тепловой инерции всех его контуров;

- сложность конструкции большинства систем (поршневого кривошипно-шатунного механизма, теплообменных аппаратов, автоматического регулирования);

- худшие по сравнению с двигателями внутреннего сгорания массовые и габаритные показатели установки;

- сложность обеспечения надежного уплотнения зон раздела рабочего и картерного пространства двигателя.

§ 4. Электрохимические преобразователи энергии

В настоящее время рассматривается вопрос о применении электромобилей, где в качестве силового агрегата установлен электрический двигатель. Для получения электрической энергии, необходимой для питания электродвигателя, используют электрохимические преобразователи.

При использовании электродвигателей значительно уменьшается степень загрязнения воздуха отработавшими газами и уровень шума.

В качестве электрических преобразователей энергии для электромобилей используют аккумуляторные батареи. Наибольшее распространение получили кислотные свинцовые и щелочные батареи.

В условиях городской езды электромобиль небольшой грузоподъемности движется со скоростью 40—50 км/ч и имеет запас хода между зарядами 50—70 км. Сравнительно малый запас хода и большая удельная масса свинцовых и железоникелевых аккумуляторных батарей препятствует широкому внедрению электромобилей. Имеются опытные образцы электромобилей, на которых применяют серебряноцинковые аккумуляторные батареи, что обеспечивает трех-четырёхкратное увеличение запаса хода электромобиля. Стоимость аккумуляторных батарей сравнительно высокая, поэтому их нельзя рассматривать как перспективные электрохимические преобразователи. Много внимания уделяется усовершенствованию свинцовых и железоникелевых аккумуляторных батарей.

В последнее время рассматривается возможность использования в качестве источника электрической энергии для электромобиля топливных элементов. Топливными являются обычные гальванические элементы, где в качестве электрических активных компонентов использованы горючие вещества и кислород, получаемый из воздуха. В процессе окисления горючих веществ генерируется электрический ток. В топливных элементах израсходованные горючие вещества непрерывно заменяются свежими, а продукты сгорания отводятся. Этим устраняется их вредное влияние на работу элемента. Простейшим из них является водородно-кислородный элемент. В нем в электрическую энергию превращается часть химической энергии, освобождающейся при реакции окисления водорода. В результате реакции часть энергии затрачивается на нагревание образующихся продуктов и теоретически только 83% химической энергии может превратиться в электрическую.

Топливный водородно-кислородный элемент можно получить, применяя два электрода, размещенные в водном растворе KOH. Одной из основных причин, снижающих эффективность топливных элементов, является сильная его поляризация, происходящая главным образом из-за малой скорости протекающих на электродах процессов. Это приводит к быстрому снижению напряжения на клеммах.

Ускорения электродных процессов можно добиться увеличением температуры давления или применением катализаторов. Пока еще не найдены соответствующие катализаторы и для ускорения указанных процессов повышают температуру и давление.

Кроме указанного, для обеспечения эффективной работы элемента необходимо в нем устранить концентрационную поляризацию, которая является следствием расхода реагирующих веществ в процессе генерирования тока. Для этой цели электроды выполняют пористыми, что обеспечивает при подаче реагентов под давлением их сравнительно быстрое проникновение в электролит.

В качестве электродов используют пористые пластины или цилиндры из угля, активированные соответствующим катализатором, имеющим хорошее сцепление со стенками. В качестве катализаторов применяют платину, палладий и другие драгоценные металлы.

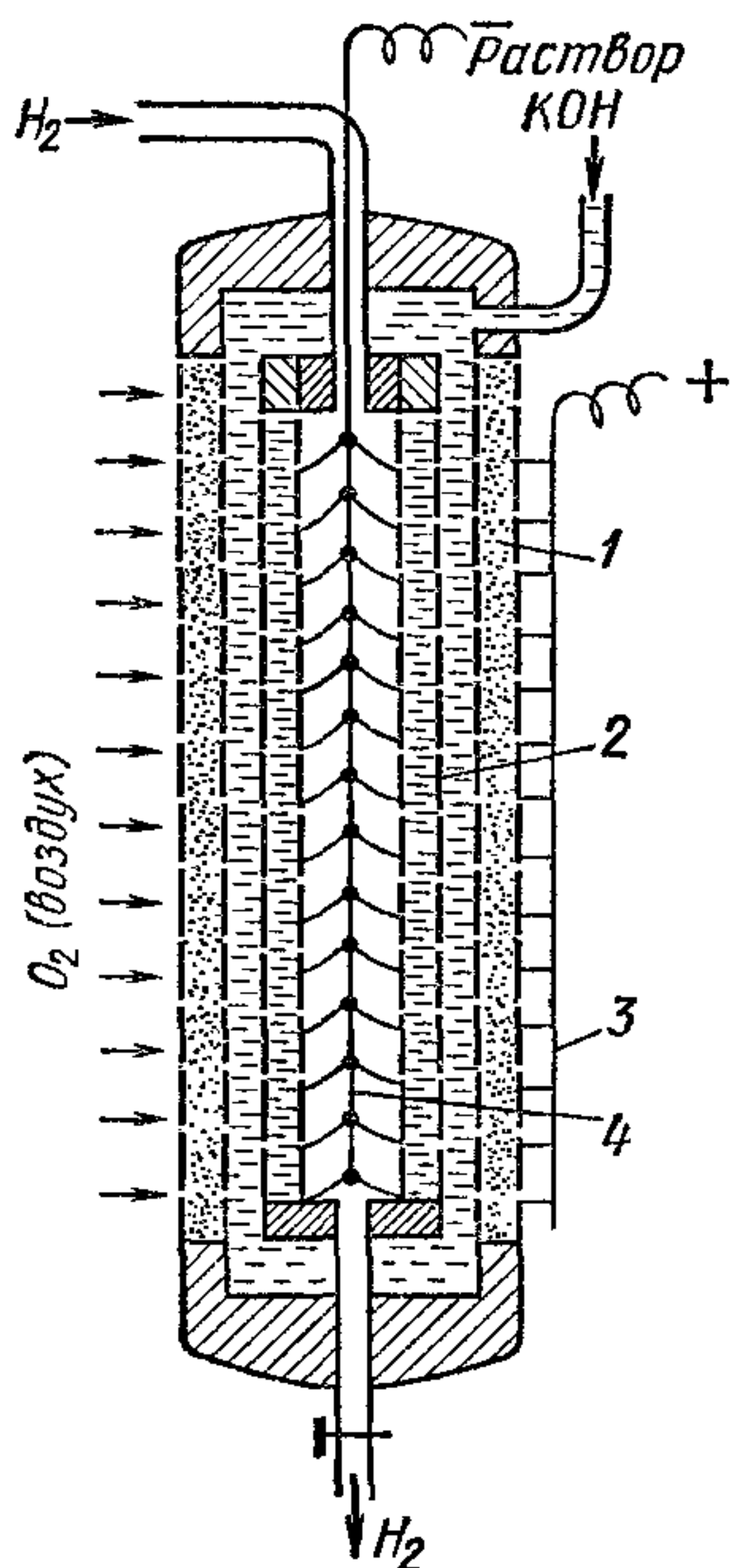
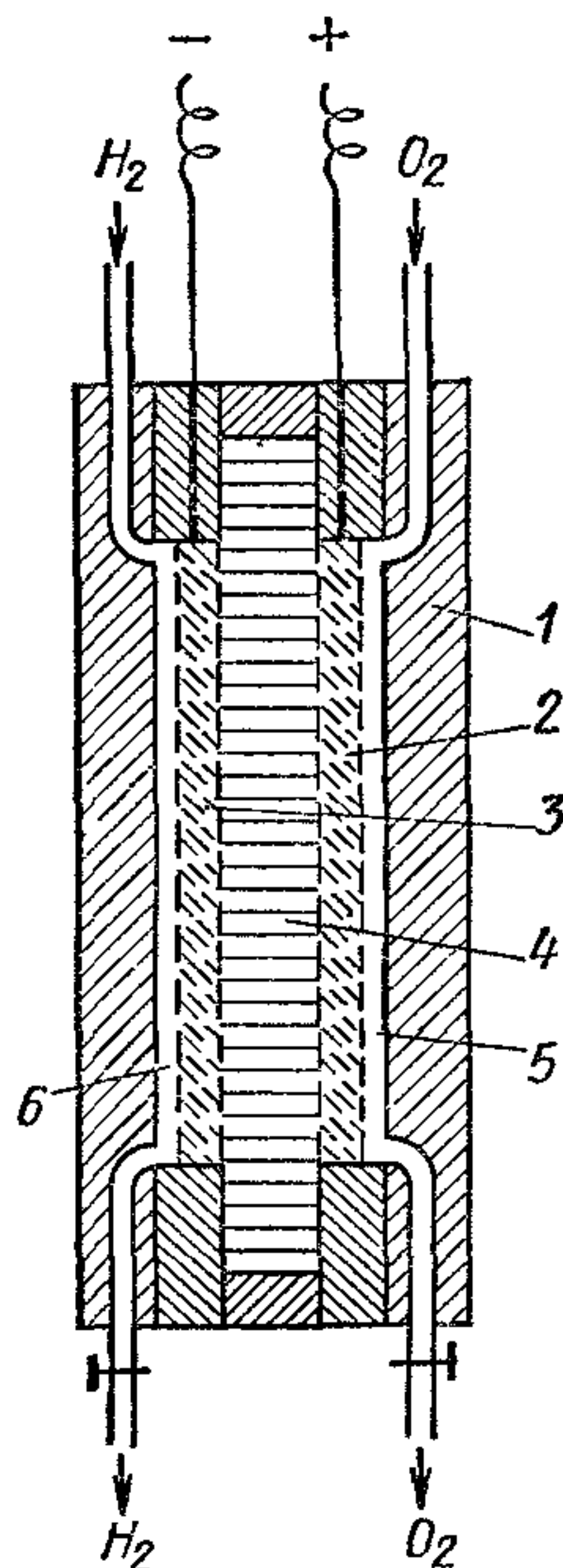


Рис. 324. Водородный элемент:

1 — пористый активированный угольный цилиндр (O_2 — электрод); 2 — то же (H_2 — электрод); 3 — положительный электрод; 4 — отрицательный электрод

Рис. 325. Топливный элемент с твердой ионообменной смолой в качестве электролита:

1 — лицевая панель; 2 — электрод (пористый O_2); 3 — электрод (пористый H_2); 4 — ионообменная мембрана; 5 — O_2 — камера; 6 — H_2 — камера



Электроды должны наряду с обеспечением наибольшего каталитического эффекта уменьшать возможность отложения на катализаторах загрязнений.

На рис. 324 показан водородно-кислородный элемент, работающий при нормальных температуре и давлении.

Находит применение топливный элемент, представленный на рис. 325, в котором в качестве электролита использована твердая ионообменная смола. При применении твердого электролита увеличивается внутреннее сопротивление элемента, но его размеры уменьшаются. Элемент работает при температуре и давлении окружающей среды.

Для использования топливных элементов в качестве энергетических установок на автомобиле перспективным является применение элемента, работающего на жидком топливе.

Анализ развития работ по использованию электрохимических методов преобразования энергии показывает, что в перспективе возможно их применение на электромобилях.

I. Расчет рабочего цикла двигателя

Рассмотрение отдельных процессов и их расчет позволяют определить предполагаемые показатели цикла, мощность двигателя, а также давление газов в надпоршневом пространстве цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала. По данным расчета можно установить основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня) и произвести поверочный расчет его основных деталей.

Разработанные в настоящее время методы моделирования рабочего цикла (методы И. И. Вибе, Б. М. Гончара, Н. М. Глаголева и др.) основаны на решении с использованием ЭВМ дифференциальных уравнений балансов энергии и массы и характеристических уравнений. С обоснованными допущениями и введением в расчет опытных коэффициентов математическое моделирование позволяет определить зависимости давления и температуры в функции угла φ для всех стадий рабочего цикла.

На базе сведений, полученных при изучении теории двигателей, можно при обоснованном выборе опытных коэффициентов, с достаточной точностью рассчитать рабочий цикл по методу В. И. Гриневицкого. Проведение такого расчета при изучении теории двигателей полезно тем, что позволяет рассчитать параметры, определяющие завершающие стадии отдельных процессов, закрепляя таким образом знания по теории рабочего цикла и всех его отдельных процессов.

При выполнении расчета необходимо уделить внимание выбору опытных коэффициентов, входящих в отдельные расчетные формулы.

Ниже приведены примеры теплового расчета карбюраторного двигателя и дизеля, предназначенных для установки на автомобиле.

Пример 1. Рассчитать рабочий цикл автомобильного карбюраторного двигателя, предназначенного для установки на легковом автомобиле. По данным расчета определить основные размеры двигателя и предполагаемую экономичность.

Исходные данные: номинальная мощность двигателя при $n = 5200$ об/мин $N_e = 80$ кВт; число цилиндров $i = 6$; степень сжатия $\varepsilon = 8,5$; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,9$; топливо — бензин А-72 (С-0,885; Н = 0,145); низшая теплота сгорания $H_u = 44$ МДж/кг.

1. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива¹ по (44)

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,96 \text{ кг}$$

или по (45)

$$L_0^* = \frac{1}{0,209} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль.}$$

Проверка по (46)

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} = \frac{14,96}{28,96} = 0,516 \text{ кмоль.}$$

¹ При расчете величин l_0 и L_0 принято, что кислорода в воздухе по объему содержится 20,9%, а по массе 0,23%.

2. Действительное количество воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива по (51) при $\alpha = 0,9$:

$$\alpha L_0 = 0,9 \cdot 14,96 = 13,46 \text{ кг}$$

и по (52)

$$\alpha L_0 = 0,9 \cdot 0,516 = 0,4644 \text{ кмоль.}$$

3. Суммарное количество свежей смеси по (56)

$$G_1 = 1 + \alpha L_0 = 1 + 13,46 = 14,46 \text{ кг}$$

и по (53)

$$M_1 = \frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0 = \frac{1}{114} + 0,4644 = 0,4732 \text{ кмоль.}$$

4. Количество отдельных составляющих продуктов сгорания и их сумма по (96)–(100), принимая $K = 0,5$

$$M_{\text{CO}} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 = 0,42 \frac{0,1}{1,5} \cdot 0,516 = 0,0144 \text{ кмоль;}$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - M_{\text{CO}} = \frac{0,855}{12} - 0,0144 = 0,0568 \text{ кмоль;}$$

$$M_{\text{H}_2} = KM_{\text{CO}} = 0,5 \cdot 0,0144 = 0,0072 \text{ кмоль;}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - M_{\text{H}_2} = 0,0725 - 0,0072 = 0,0653 \text{ кмоль;}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0 = 0,79 \cdot 0,9 \cdot 0,516 = 0,3669 \text{ кмоль.}$$

Суммарное количество продуктов сгорания

$$M_2 = 0,0144 + 0,0568 + 0,0072 + 0,0653 + 0,3669 = 0,5106 \text{ кмоль.}$$

Приращение объема

$$\Delta M = 0,5106 - 0,4732 = 0,0374 \text{ кмоль;}$$

теоретический коэффициент молекулярного изменения по (115)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5106}{0,4732} = 1,08.$$

5. Параметры процесса впуска. Принимаем: приращение температуры в процессе подогрева заряда $\Delta T = 15^\circ\text{C}$, температура остаточных газов $T_r = 1050 \text{ K}$, давление остаточных газов $p_r = 0,12 \text{ МПа}$. Суммарный коэффициент, учитывающий гашение скорости и сопротивление впускной системы, отнесенный к сечению в клапане, $\beta^2 + \xi = 3$. Скорость движения заряда в сечении клапана $w_{\text{кл}} = 90 \text{ м/с}$. Так как наддув отсутствует и впуск воздуха происходит из атмосферы, то $p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $T_k = T_0 = 288 \text{ K}$.

Плотность заряда на впуске $\rho_0 = p_0/(RT_0)$; для воздуха $R_B = 8314/\mu_B$; $\mu_B = 28,96$;

$$\rho_0 = \frac{0,1 \cdot 28,96}{8314 \cdot 288} \cdot 10^6 = 1,209 \text{ кг/м}^3.$$

Давление в конце впуска по (127) при $p_k = p_0$

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \xi) \frac{w_{\text{кл}}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6} = 0,1 - \frac{3 \cdot 90^2}{2} \cdot 1,209 \cdot 10^{-6} = 0,085 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов по (160) при $T_k = T_0$

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 15}{1050} \frac{0,12}{8,5 \cdot 0,085 - 0,12} = 0,06.$$

Температура конца впуска по (140) при $T_k = T_0$, принимая $\varphi = 1$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \frac{288 + 15 + 0,06 \cdot 1050}{1,06} = 346 \text{ K.}$$

Коэффициент наполнения (по 152) при $T_K = T_0$ и $p_K = p_0$, принимая $\varphi = \varphi_1 = \varphi_{оч} = 1$

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a (1 + \gamma_{ост})} = \frac{8,5}{8,5 - 1} \frac{0,085}{0,1} \frac{288}{346 (1 + 0,06)} = 0,76,$$

или по (159) для четырехтактных двигателей

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varepsilon \frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right) = \frac{288}{288 + 15} \cdot \frac{1}{8,5 - 1} \left(8,5 \frac{0,085}{0,1} - \frac{0,12}{0,1} \right) = 0,765.$$

Примем $\eta_V = 0,76$.

6. Параметры процесса сжатия. Задаемся показателями политропы сжатия $n_1 = 1,34$.

Давление в конце сжатия по (162)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,085^{1,34} = 1,47 \text{ МПа.}$$

Температура в конце сжатия (по 163)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 346 \cdot 8,5^{0,34} = 716 \text{ К.}$$

7. Параметры конца процесса сгорания. Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_d = \frac{M_2 + \gamma_{ост} M_1}{M_1 (1 + \gamma_{ост})} = \frac{\mu_0 + \gamma_{ост}}{1 + \gamma_{ост}} = \frac{1,08 + 0,06}{1 + 0,06} = 1,075.$$

Невыделившаяся теплота вследствие неполного сгорания при $\alpha < 1$ по (108)

$$(\Delta H_u)_{хим} = 114 \cdot 10^6 (1 - \alpha) L_0 = 114 (1 - 0,9) 0,516 = 5,882 \text{ МДж/кмоль.}$$

Уравнение сгорания для карбюраторных двигателей при $\alpha < 1$ по (179)

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{хим}]}{M_1 (1 + \gamma_{ост})} + \frac{U_c + \gamma_{ост} U_c''}{1 + \gamma_{ост}} = \mu U_z''.$$

Примем коэффициент теплоиспользования $\xi_z = 0,85$.

Внутренняя энергия 1 моля свежей смеси в конце процесса сжатия

$$U_c = (\mu c_V)_c t_c,$$

где $(\mu c_V)_c$ — теплоемкость свежей смеси при температуре t_c , кДж/(кмоль · °С).

Примем теплоемкость свежей смеси равной теплоемкости воздуха. По табл. 6 для $t = 443$ °С находим

$$\mu c_V \Big|_{t=0}^{t=t_c} = 21,63 \text{ кДж/(кмоль · °С).}$$

Тогда

$$U_c = 21,63 \cdot 443 = 9550 \text{ кДж/кмоль.}$$

Внутренняя энергия 1 моля продуктов сгорания в конце процесса сжатия

$$U_c'' = (\mu c_V)'' t_c,$$

где $(\mu c_V)''$ — теплоемкость продуктов сгорания в конце процесса сжатия.

Теплоемкость смеси равна сумме произведений теплоемкостей отдельных компонентов продуктов сгорания на их объемные доли. Для принятого элементарного состава топлива при $\alpha = 0,9$ получим: $r_{CO} = 0,028$; $r_{CO_2} = 0,111$; $r_{H_2} = 0,014$; $r_{H_2O} = 0,128$; $r_{N_2} = 0,719$; $\sum r_i = 1$.

Используя данные табл. 6 при $t_c = 443$ °С, имеем

$$\begin{aligned} \mu c_V'' &= 0,028 \cdot 26,611 + 0,111 \cdot 35,52 + 0,014 \cdot 20,899 + \\ &+ 0,128 \cdot 27,022 + 0,719 \cdot 21,302 = 23,658. \end{aligned}$$

Внутренняя энергия продуктов сгорания при $t = 443$ °С

$$U_c'' = 23,658 \cdot 443 = 10\,500 \text{ кДж/кмоль.}$$

Тогда левая часть уравнения

$$\frac{\xi_z [H_u + (\Delta H_u)_{\text{хим}}]}{M_1 (1 + \gamma_{\text{ост}})} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \frac{0,85 (44\,000 - 5882)}{0,473 (1 + 0,06)} + \frac{9550 + 0,06 \cdot 10\,250}{1 + 0,06} = 73\,650 = \mu_d U_z''.$$

Следовательно:

$$U_z'' = (\mu c_V'') t_z = \frac{73\,650}{\mu_d} = \frac{73\,650}{1,075} = 68\,600.$$

Примем, что $t_z = 2300$ °С. Находим из табл. 9 значение внутренней энергии продуктов сгорания для $\alpha = 0,9$ при $t_z = 2300$ °С $U_z''|_{t=2300 \text{ °С}} = 67213$ кДж/кмоль.

Полученное при $t_z = 2300$ °С значение $U_z'' = 67213 < 68600$ кДж/кмоль. Определим U_z'' при $t = 2400$ °С. По табл. 9 при $\alpha = 0,9$ находим $U_z''|_{t=2400 \text{ °С}} = 70543 > 68\,600$ кДж/кмоль.

Искомое значение температуры сгорания, соответствующее полученному значению $U_z'' = 68\,600$ кДж/кмоль находится в интервале температур $2300 \text{ °С} < t_z < 2400 \text{ °С}$.

Принимая, что при изменении температуры от 2300 до 2400 °С внутренняя энергия меняется линейно, получим $t_z = 2372$ °С ($T = 2615$ К).

Если принятые значения α не соответствуют имеющимся в табл. 9, то U_z'' следует определять по формуле внутренней энергии для газовой смеси. Значения внутренних энергий компонентов для выбираемых температур берутся из табл. 7. Для ориентировочных расчетов допустимо пользуясь табл. 9 в пределах изменения α на 0,1 применять линейную зависимость $U_z'' = f(\alpha)$.

Расчетное давление конца сгорания p_z подсчитывается по выражению

$$p_z = \mu_d \frac{T_z}{T_c} p_c = 1,075 \cdot 1,47 \cdot \frac{2615}{716} = 5,75 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления из (182)

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,75}{1,41} = 3,96.$$

Максимальное давление цикла с учетом скругления диаграммы по (184)

$$p'_z = 0,85 p_z = 4,90 \text{ МПа}.$$

8. Параметры процесса расширения. Зададимся показателем политропы расширения $n_2 = 1,24$. Давление конца расширения p_B по (187)

$$p_B = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5,75}{8,5^{1,24}} = 0,416 \text{ МПа}.$$

Температура конца расширения по (188)

$$T_B = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}} = \frac{2615}{8,5^{0,24}} = 1570 \text{ К}.$$

9. Среднее индикаторное давление цикла (расчетное) по (196)

$$(p_i)_{\text{нс}} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(\frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 0,085 \frac{8,5^{1,34}}{8,5 - 1} \left[\frac{3,96}{1,24 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,5^{0,24}} \right) - \frac{1}{1,34 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,5^{0,34}} \right) \right] = 1,03 \text{ МПа}.$$

Примем коэффициент скругления индикаторной диаграммы $\varphi_i = 0,97$. Тогда действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = 0,97 \cdot 1,03 = 1,0 \text{ МПа}.$$

10. Основные показатели цикла. Доля индикаторного давления, затраченного на трение и привод вспомогательных механизмов по (224) с учетом опытных коэффициентов из табл. 17

$$p_M = 0,04 + 0,0135 c_{\Pi}.$$

Примем, что средняя скорость поршня $c_{\Pi} = 13,5$ м/с, тогда

$$p_M = 0,04 + 0,0135 \cdot 1,35 \approx 0,22 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление цикла по (215)

$$p_e = p_i - p_M = 1,0 - 0,22 = 0,78 \text{ МПа.}$$

Механический КПД по (240)

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,78}{1,0} = 0,78.$$

Удельный индикаторный расход топлива по (211)

$$g_i = 3600 \frac{\eta_V \rho_0}{p_i \alpha l_0} = 3600 \frac{0,76 \cdot 1,209}{1,0 \cdot 0,9 \cdot 14,96} = 246 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} = 316 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

Индикаторный КПД цикла при [g_i в г/кВт·ч] и H_u в МДж/кг из (212)

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{246 \cdot 44} = 0,333.$$

Эффективный КПД цикла по (222)

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,333 \cdot 0,78 = 0,26.$$

Часовой расход топлива

$$g_e N_e \cdot 10^{-3} = 316 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 25,2 \text{ кг/ч.}$$

11. Основные размеры двигателя. Рабочий объем двигателя из (216)

$$i V_h = \frac{30 N_e \tau}{p_e n} = \frac{30 \cdot 80 \cdot 4}{0,78 \cdot 5200} = 2,36 \text{ л.}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{2,36}{4} = 0,394 \text{ л.}$$

Обозначим $S/D = K$. Тогда

$$V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S = \frac{\pi}{4} D^3 K,$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi K}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,394}{\pi K}}.$$

Приняв $K = 0,9$,

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,394}{\pi \cdot 0,9}} = \sqrt[3]{0,56} = 0,824 \text{ дм} = 82,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 82$ мм, тогда

$$S = \frac{V_h}{\pi D^2 / 4} = \frac{0,394}{(\pi/4) \cdot 0,82^2} = 0,75 \text{ дм.}$$

Принимаем $S = 76$ мм, тогда

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot 0,82^2 \cdot 0,76 = 0,4 \text{ л.}$$

Общий рабочий объем двигателя

$$iV_h = 6 \cdot 0,4 = 2,4 \text{ л.}$$

Средняя скорость поршня

$$c_{\text{п}} = 2Sn = 2 \cdot 0,076 \cdot \frac{5200}{60} = 13 \text{ м/с.}$$

Пример 2. Произвести расчет рабочего цикла дизеля, предназначенного для установки на грузовом автомобиле.

Исходные данные: номинальная мощность двигателя без наддува при $n = 2400$ об/мин $N_e = 160$ кВт; число цилиндров $i = 8$, степень сжатия $\epsilon = 16,5$; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$; камера сгорания типа ЯМЗ-236; топливо — дизельное ($C = 0,87$; $H = 0,126$; $O_T = 0,004$); низшая теплота сгорания $H_u = 42$ МДж/кг.

1. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива по (44)

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,45 \text{ кг}$$

или по (45)

$$L_0 = \frac{1}{0,209} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = \frac{1}{0,209} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,499 \text{ кмоль.}$$

Проверка по (46)

$$L_0 = l_0/\mu_{\text{в}} = \frac{14,45}{28,96} = 0,499.$$

2. Суммарное количество воздуха по (54)

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,4 \cdot 0,499 = 0,699 \text{ кмоль/кг.}$$

3. Продукты сгорания при $\alpha = 1$ по (67)

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79L_0 = \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + 0,79 \cdot 0,499 = 0,5297 \text{ кмоль/кг.}$$

Избыточное количество свежего воздуха

$$(\alpha - 1) L_0 = (1,4 - 1) 0,499 = 0,1996 \text{ кмоль/кг,}$$

Суммарное количество продуктов сгорания по (68)

$$M_2 = 0,5297 + 0,1996 = 0,7293 \text{ кмоль/кг.}$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения по (115)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,7293}{0,699} = 1,044.$$

4. Параметры процесса впуска. Зададимся следующими параметрами заряда в процессе впуска: $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 288$ К; температура подогрева заряда $\Delta T = 30$ °С. Тогда плотность заряда на впуске $\rho_0 = p_0/(RT_0) = 1,209$ кг/м³.

Давление в конце впуска по (127) при $p_{\text{к}} = p_0$

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \xi) \frac{w_{\text{кл}}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6}.$$

Примем $(\beta^2 + \xi) = 2,8$; $w_{\text{кл}} = 80$ м/с, тогда

$$p_a = 0,1 - \frac{2,8}{2} \cdot 80^2 \cdot 1,209 \cdot 10^{-6} = 0,089 \text{ МПа.}$$

Задаем параметрами остаточных газов; $p_r = 0,12$ МПа; $T_r = 850$ К. Тогда коэффициент остаточных газов по (160)

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 30}{850} \frac{0,12}{16,5 \cdot 0,0892 - 0,12} = 0,033.$$

Температура в конце впуска по (140) при $T_K = T_0$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \frac{288 + 30 + 0,33 \cdot 850}{1 + 0,033} = 335 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения по (152) при $\varphi_1 = 1$; $p_K = p_0$ и $T_K = T_0$

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a (1 + \gamma_{\text{ост}})} = \frac{16,5}{15,5} \cdot \frac{0,089}{0,1} \cdot \frac{288}{335 \cdot 1,033} = 0,79.$$

5. Параметры процесса сжатия. Зададимся показателем политропы сжатия $n_1 = 1,38$. Давление конца сжатия по (162)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,089 \cdot 16,5^{1,38} = 4,26 \text{ МПа.}$$

Температура конца сжатия по (163)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 335 \cdot 16,5^{0,38} = 972 \text{ К.}$$

6. Параметры процесса сгорания. Уравнение процесса сгорания в дизеле ($\xi_z = 0,82$) по (177)

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_{\text{ост}})} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} + 8,314 \lambda T_c = \mu_d (U_z'' + 8,314 T_z).$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_d = \frac{\mu_2 + \gamma_{\text{ост}} M_1}{M_1 (1 + \gamma_{\text{ост}})} = \frac{\mu_0 + \gamma_{\text{ост}}}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \frac{1,044 + 0,033}{1 + 0,033} = 1,04,$$

тогда

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_{\text{ост}})} = \frac{0,82 \cdot 42 \cdot 10^3}{1,033 \cdot 0,6986} = 47\,723 \text{ кДж/кмоль.}$$

По табл. 6 находим

$$(\mu_{cV}) = 22,408 \text{ кДж/кмоль.}$$

Внутренняя энергия 1 кмоль воздуха при температуре сжатия t_c

$$U_c = 22,408 \cdot 699 = 15\,660 \text{ кДж/кмоль.}$$

Внутренняя энергия U_c'' 1 кмоль продуктов сгорания при температуре t_c включает в себя внутреннюю энергию продуктов сгорания при $\alpha = 1,0$ и внутреннюю энергию избыточного воздуха, т. е.

$$U_c'' = (U_c'')_{\alpha=1} (r M_2)_{\alpha=1} + U_c r_{\text{изб. возд.}}$$

Теплоемкость продуктов сгорания при $\alpha = 1$ находим по табл. 8:

$$(\mu_{cV}'')_c = 25,079 \text{ кДж/кмоль.}$$

Тогда внутренняя энергия продуктов сгорания при $\alpha = 1$

$$(U_c'')_{\alpha=1} = 17\,530 \text{ кДж/кмоль}$$

и

$$U_c'' = 17\,530 \cdot 0,5297 + 15\,660 \cdot 0,1996 = 17\,019 \text{ кДж/кмоль.}$$

Величина

$$\frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = \frac{15\,660 + 0,033 \cdot 17\,019}{1,033} = 15\,700 \text{ кДж/кмоль.}$$

Зададимся степенью повышения давления $\lambda = 1,8$, тогда

$$8,314 \lambda T_c = 8,314 \cdot 1,8 \cdot 972 = 14\,546 \text{ кДж/кмоль.}$$

Сумма всех членов в левой части уравнения сгорания:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_{\text{ост}})} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} U_c''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} + 8,314 \lambda T_c =$$

$$= 47\,723 + 15\,700 + 14\,546 = 77\,969 \text{ кДж/кмоль.}$$

Следовательно:

$$\mu_d (U_z'' + 8,314 T_z) = 77\,969 \text{ кДж/кмоль}$$

или (так как $\mu_d = 1,04$)

$$U_z'' + 8,314 T_z = 74\,970 \text{ кДж/кмоль.}$$

Величина U_z'' есть функция температуры сгорания и теплоемкости, поэтому последнее уравнение можно решить методом подбора, пользуясь данными табл. 9 и 7.

Если принять $T_z = 2173 \text{ К}$ ($t_z = 1900^\circ\text{C}$), то

$$U_z'' = 54\,931 \cdot 0,5298 + 47\,813 \cdot 0,1996 = 52\,918 \text{ кДж/кмоль,}$$

$$U_z'' + 8,314 \cdot 2173 = 70\,984 \text{ кДж/кмоль.}$$

Если $T_z = 2273 \text{ К}$ ($t_z = 2000^\circ\text{C}$), то

$$U_z'' = 58\,193 \cdot 0,5298 + 50\,660 \cdot 0,1996 = 56\,130 \text{ кДж/кмоль;}$$

$$U_z'' + 8,314 \cdot 2273 = 75\,037 \text{ кДж/кмоль.}$$

Так как правая часть уравнения сгорания равна $74\,970 \text{ кДж/кмоль}$, то очевидно, что искомая температура сгорания находится между 2200 и 2300 К .

Аналогично тому, как это показано в предыдущем примере, находим $T_z = 2271 \text{ К}$.

Степень предварительного расширения из (183)

$$\rho = \frac{M_d}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,04 \cdot 2271}{1,8 \cdot 972} = 1,35.$$

Максимальное давление сгорания

$$p_z = p_c \lambda = 4,26 \cdot 1,8 = 7,67 \text{ МПа.}$$

7. Параметры процесса расширения. Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,5}{1,35} = 12,2.$$

Выбираем показатель политропы расширения $n_2 = 1,23$.

Температура конца расширения по (186)

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{2276}{12,2^{0,23}} = 1276 \text{ К.}$$

Давление конца расширения по (185)

$$p_B = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{7,67}{12,2^{1,23}} = 0,354 \text{ МПа.}$$

8. Среднее индикаторное давление цикла по (196)

$$p_{\text{инс}} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 0,088 \frac{16,5^{1,38}}{15,5} \left[1,8 (1,35 - 1) + \frac{1,8 \cdot 1,35}{0,23} \left(1 - \frac{1}{12,2^{0,23}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \left(1 - \frac{1}{16,5^{0,38}} \right) \right] =$$

$$= 0,974 \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла с учетом округления диаграммы при $\varphi_i = 0,95$ по (199)

$$p_i = 0,95 p_{i \text{нс}} = 0,925 \text{ МПа.}$$

9. Основные показатели цикла. Доля индикаторного давления, затраченного на трение и привод вспомогательных механизмов по (224) с учетом коэффициентов из табл. 17

$$p_M = 0,105 + 0,012 c_{\Pi}.$$

Примем, что средняя скорость поршня $c_{\Pi} = 9$ м/с, тогда

$$p_M = 0,105 + 0,012 \cdot 9 = 0,213 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление цикла по (215)

$$p_e = p_i - p_M = 0,925 - 0,213 = 0,712 \text{ МПа.}$$

Механический КПД по (240)

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,712}{0,925} = 0,77.$$

Удельный индикаторный расход топлива (по 211)

$$g_i = 3600 \frac{\eta_V \rho_0}{p_i \alpha l_0} = 3600 \frac{0,79 \cdot 1,209}{0,925 \cdot 1,4 \cdot 14,45} = 184 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} = 239 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

Индикаторный КПД цикла из (212)

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{184 \cdot 42} = 0,465.$$

Эффективный КПД цикла по (222)

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,465 \cdot 0,77 = 0,36.$$

Часовой расход топлива

$$G_T = 0,239 \cdot 160 = 38,3 \text{ кг/ч.}$$

10. Основные размеры двигателя из (216)

$$i V_h = \frac{30 N_e \tau}{p_e n} = \frac{30 \cdot 160 \cdot 4}{0,712 \cdot 2400} = 11,25 \text{ л.}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{11,25}{8} = 1,41 \text{ л.}$$

Принимаем $S/D = K = 1,0$. Тогда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi K}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,41}{3,14 \cdot 1,0}} = 1,215 \text{ дм} = 121,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 120$ мм. Тогда при $V_h = 1,41$ л $S = 125$ мм.
Средняя скорость поршня

$$c_{\Pi} = S n / 30 = \frac{0,125 \cdot 2400}{30} = 10 \text{ м/с.}$$

II. Значения $\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$, $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$; $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ и $\operatorname{tg} \beta$ при различных λ

1. Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при различных λ

φ°	Знак	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	Знак	φ°
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	—	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	—	280
90	—	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	—	270
100	—	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	—	260
110	—	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	—	250
120	—	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	—	240
130	—	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	—	230
140	—	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	—	220
150	—	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	—	210
160	—	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	—	200
170	—	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	—	190
180	—	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	—	180

2. Значения $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при различных λ

φ°	Знак	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	Знак	φ°
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	—	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	—	280
90	—	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	—	270
100	—	0,411	0,422	0,432	0,442	0,453	0,464	0,475	0,485	—	260
110	—	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	—	250
120	—	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	—	240
130	—	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	—	230
140	—	0,866	0,870	0,875	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	—	220
150	—	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	—	210
160	—	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	—	200
170	—	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	—	190
180	—	1	1	1	1	1	1	1	1	—	180

Список литературы

- Автомобильный двигатель ЗИЛ-130. Под ред. проф. А. М. Кригера. М., «Машиностроение», 1973, 264 с. Авт.: Г. Ф. Бабкин, М. Е. Дискин, Б. Н. Караваев и др.
- Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И. Быстроходные дизели. М., Машгиз, 1951, 520 с.
- Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1976.
- Гуреев А. А. Применение автомобильных бензинов. М., «Химия», 1972, 364 с.
- Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1970, 383 с. Авт.: А. С. Орлин, В. П. Алексеев, Н. И. Костыгов и др.
- Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1971, 400 с. Авт.: А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, В. И. Ивин и др.
- Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1972, 464 с. Авт.: А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, М. Г. Круглов и др.
- Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1973, 480 с. Авт.: А. С. Орлин, В. П. Алексеев, Д. Н. Вырубов и др.
- Двигатель Стирлинга. Сборник статей. Перев. с англ. Под ред. д-ра техн. наук проф. В. М. Бродянского. М., «Мир», 1975, 446 с.
- Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1973, 199 с.
- Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. Под ред. акад. Б. С. Стечкина. М., изд. АН СССР, 1960, 199 с. Авт.: Б. С. Стечкин, К. И. Генкин, В. С. Золотаревский и др.
- Испытание двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1972, 367 с. Авт.: Б. С. Стефановский, Ю. М. Доколин, В. П. Сорокин и др.
- Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Под ред. проф. Ю. А. Степанова. М., «Машиностроение», 1964, 552 с. М. М. Вихерт, Р. П. Доброгаев, М. И. Ляхов и др.
- Лукашин В. Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1971, 271 с.
- Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ. М., «Машиностроение», 1974, 288 с. Авт.: Г. Д. Чернышов, А. А. Малышев, Н. С. Ханин и др.
- Подача и распыливание топлива в дизелях. Под ред. проф. И. В. Астахова. М., «Машиностроение», 1972, 359 с. Авт.: И. В. Астахов, В. И. Трусков, А. С. Хачиян и Л. Н. Голубков.
- Пошук К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1965, 259 с.
- Рикардо Г. Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Перев. с англ. Под ред. д-ра техн. наук проф. М. Г. Круглова. М., Машгиз, 1960, 412 с.
- Смайлис В. И. Малотоксичные дизели. Л., «Машиностроение», 1972, 128 с.

Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. М., Машгиз, 1963, 338 с.

Смесеобразование в карбюраторных двигателях. М., «Машиностроение», 1975, 175 с. Авт.: В. И. Андреев, Я. В. Горячий, К. А. Морозов, Б. Я. Черняк.

Судовые роторные двигатели. Л., «Судостроение», 1967, 358 с. Авт.: Е. И. Акатов, В. С. Бологов, В. К. Горбатый и др.

Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1976, 287 с. Авт.: И. М. Ленин, О. М. Малашкин, Г. И. Самоль и др.

Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. Н. Х. Дьяченко. Л., «Машиностроение», 1974, 551 с. Авт.: Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, Г. П. Пугачев и др.

Предметный указатель

А

- Азота окислы — Образование в продуктах сгорания 45
 - Поглощение жидкостными катализаторами, нейтрализация 143
- Активации энергия 102
- Альдегиды — Образование в продуктах сгорания 45
 - Поглощение жидкостными катализаторами 143
- Амплитуды напряжений предельные в резьбовых соединениях 409
- Аппаратура топливоподающая дизелей — Процесс впрыска 278—282-см.
 - Требования 277
 - Типы 277 — см. также под названием аппаратуры, например: *Насос топливный высокого давления; Форсунка*

Б

- Баланс тепловой двигателя 227—230
 - Составляющие 229
- Бензин автомобильный — Показатели 35
 - Распределение октановых чисел по фракциям 170
 - Состав элементарный 49
 - Теплоемкость продуктов сгорания 54
 - Энергия внутренняя продуктов сгорания 54
- Бернулли уравнение 73
- Блок-картер — Выбор силовой схемы при проектировании 368
 - Значение L_0/D 387
 - Конструкция 383—387
 - Материал 409
 - Повышение жесткости 383
 - Схемы силовые 383
- Болты шатунные — Запас прочности 455
 - Конструкция 445

- Коэффициент основной нагрузки резьбового соединения 454
- Материал 456
- Напряжения максимальные и минимальные 455
- Расчет 454

Брайтона цикл 27

В

- Вентилятор системы охлаждения 545
- Вкладыши — Формы разрушения поверхности 522
 - подшипников коленчатого вала 391
 - шатунные — Конструкция 444; — Материал 456, 457
- Воспламенение калильное 122
 - от сжатия при выключенном зажигании 122, 123
 - преждевременное 120, 121
- Воспламеняемость топлива 33 — см. также — *Топливо*
- Время-сечение свободного выпуска 71
- Втулки направляющие 496

Г

- Газы — Теплоемкость средняя молярная 52
 - Энергия внутренняя 53
- Газы горючие — Теплота сгорания низшая 48
 - Элементарный состав 48
- Газы отработавшие — Методы снижения токсичных составляющих 265, 266 — см. *Токсичность*
- Гасители колебаний коленчатого вала 463, 464
- Герца уравнение 514
- Гильзы — Конструкция 387—390
 - Материал 410
 - Мероприятия, повышающие долговечность 389
 - Расположение опорной плоскости 387

- Гильзы мокрые 387
- сухие 387
- Головка цилиндров — Конструкция 391—398
- Материал 410
- Головка шатуна кривошипная — Конструкция 442, 443
- Расчет крышки 453, 454
- Головка шатуна поршневая — Запас прочности 450
- Значения момента изгибающего и нормальной силы 449
- Значения тригонометрических зависимостей для вычисления момента изгибающего и нормальной силы 450
- Конструкция 439, 441
- Материал 455
- Напряжения цикла максимальные и минимальные 450
- Расчет на прочность 445—450
- Горючая смесь 39 — см. *Смесь рабочая*

Д

- Давление впрыска 280
- в конце впуска — Влияние на коэффициент наполнения 83
- в цилиндре в период зарядки 72
- индикаторное среднее 145, 146; — Значение для различных двигателей 147, 148; — Влияние параметров цикла 180—182
- на впуске — Влияние на коэффициент наполнения 84
- остаточных газов — Влияние на коэффициент наполнения 84
- среднее цикла 17—19 — Влияние различных факторов 19
- — — двигателей с наддувом 28
- — — термодинамического обобщенного 16
- — — эффективное 153
- эффективное среднее различных двигателей 154
- Двигатели внутреннего сгорания — Влияние P_z и T_z на долговечность 23
- Выбор отношения S/D 370
- Выбор типа при проектировании 366, 367
- Задачи по развитию и совершенствованию, выдвинутые XXV съездом КПСС 6
- Запас крутящего момента 209, 210

- История развития 5
- Конструкции и расчет — см. *Детали двигателя*, а также под их названием, например: *Блок-картер; Цилиндры; Поршень; Кольца*
- Наддув — см.
- Неравномерность хода — см.
- Основные показатели работы 9
- Перспективы развития 6
- Режимы работы на автомобилях 12
- Топливо 29 — см.
- Устойчивость работы 209
- Циклы — см. под их названием, например: *Цикл действительный; Циклы термодинамические*
- Двигатели газовые 133, 147, 155
- газотурбинные 553
- Двигатели карбюраторные — Значение коэффициента наполнения 89
- Коэффициент остаточных газов 76
- Особенность рабочих процессов на неустановившихся режимах 272
- Параметры процесса сжатия 99 — см. также под названием процессов, например, *Процесс спуска — Параметры*
- Фазы газораспределения 89
- Двигатели с воздушным охлаждением — Конструкция 399—404
- с искровым зажиганием и впрыском легкого топлива 271
- с воспламенением от сжатия — см. *Дизели*
- тепловые — Классификация 7—9
- роторно-поршневые 549
- с внешним подводом тепла 559—562
- Детали двигателя — Запас прочности общий 381
- Запас прочности по выносливости 379
- Запас прочности «по текучести» 380
- Коэффициенты концентрации напряжений 376
- Напряжение максимальное цикла 378
- Приемы технологические для повышения усталостной прочности 378
- Расчет с учетом переменных нагрузок 374—382
- Тепловая напряженность 230—234 — см.

- Факторы, влияющие на усталостную прочность 376
- Факторы масштабные при расчете 377
- Факторы технологические 378
- Детонация** 118, 119
 - Факторы препятствующие 120
 - Факторы способствующие 119
- Диаграммы предельных амплитуд при расчете деталей с учетом переменных нагрузок** 381
 - индикаторные 59, 61, 62, 63, 64
 - — четырехтактного карбюраторного двигателя 144
 - — — дизеля 145
- Дизели** — Значение коэффициента наполнения 89
 - Значения степени сжатия 25
 - Коэффициент остаточных газов 76
 - Фазы газораспределения 90
 - Экономическая эффективность 367

Динамика кривошипно-шатунного механизма — см. *Кривошипно-шатунный механизм*

Дросселирование — Влияние на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 163—165

З

Задержка воспламенения — Период 34, 103

— в дизелях — Факторы 125

Зазор надпоршневой — Влияние на индикаторные показатели в дизеле 178

Запас прочности — см. под названием деталей, например: *Стержень шатуна* — Запас прочности; *Болты шатунные* — Запас прочности

И

Индикаторная диаграмма — см. *Диаграмма индикаторная*

Испаряемость топлива 33

К

Камера сгорания — Влияние типа на индикаторные показатели в дизелях 171—174

— Влияние формы и конструктивных параметров на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 156—159

— Влияние формы на процесс сгорания 116, 117

— Схемы 158, 172, 322, 330

Карбюратор — Главная дозирующая система 251—255

— Компенсация состава смеси в главной дозирующей системе 251—255

— Насос-ускоритель 260

— Ограничитель максимальной мощности 262

— Пусковые устройства 261

— Система холостого хода 255—258

— Требования 237

— Экономайзер 258—260

— Эконостат 263

Карбюратор идеальный 240

Карбюратор элементарный — Истечение топлива 248

— Рабочий процесс 242—251

— Совместное истечение топлива и воздуха 250—251

— Течение воздуха по впускному тракту 243—248

Карбюраторы многокамерные 266—268

Карбюрация — Испарение топлива 258

— Перемешивание топлива с воздухом 239

— Распыливание топлива 238

— Системы для приближения характеристики элементарного карбюратора к идеальной 251

— Тепловые явления 269—270

— Факторы влияющие 236, 237

— Физические основы процесса 238, 239

Картера нижняя половина — Конструкция 398, 399

Клапан нагнетательный насоса — Влияние на процесс впрыска 286

Клапаны 494—496

— Материал 514

— Повышение долговечности 514; 515

— Продолжительность открытия 500, 501

— Размеры проходных сечений 497—500

— Условные средние скорости впуска 500

Коленчатый вал — Конструкция гасителей колебаний 463, 464

— Материал 482, 483

— Методы упрочнения 480—482

— Обзор конструкций 458—466

— Понятие о крутильных колебаниях 467—469

— Размеры относительные шеек 459

- Расчет коренных шеек 470, 472
- Расчет на прочность 466—480
- Расчет шатунных шеек 472—475
- Расчет щек 475—478
- двухпролетный — Расчет 478—480
- однопролетный — Расчет 469—478
- Кольца поршневые — Конструктивные параметры 429**
 - Конструктивные формы 429
 - Материал 437
 - Обзор конструкций 423—429
 - Расчет 429—432
- Коромысла клапанов 492, 493**
- Костовича двигатель 5**
- Коэффициент асимметрии 375**
 - избытка воздуха 36, 37
 - использования теплоты — Пределы изменения 134
 - компактности 370
 - концентрации напряжений эффективный 376, 377; — Значение для шпилек 409; — Шеек коренных 472
 - молекулярного изменения теоретический 51
 - нагруженности подшипника 519
 - надежности работы подшипника 519
 - наполнения — Вывод уравнения 80; — Определение 79; — Уравнение для четырехтактного двигателя 81; — Факторы влияющие 83
 - неравномерности крутящего момента 363
 - — распределения напряжений в стержне шатуна 452
 - — хода 365
 - остаточных газов 75, 76; — Уравнение для четырехтактного двигателя 81
- Коэффициент полезного действия индикаторный 62, 148**
 - механический 153, 154
 - относительный 62
 - термический 17, 18, 19
 - — обобщенного цикла 16
 - — цикла с наддувом 28
 - эффективный 154, 155
- Коэффициент приведения для сталей 380**
 - приспособляемости 210
 - продувки 76, 80
 - скругления (полноты) диаграммы 146
 - снижения давления 135
- Кривая фракционной разгонки — Определение 33**
- Кривошипно-шатунный механизм — Действие сил давления газов на поршень 345**
 - Действующие силы 340
 - Диаграмма износа шатунной шейки 349
 - Кинематика 336
 - Конструктивные массы деталей 344
 - Нагрузка средняя удельная на подшипник 349
 - Опрокидывающий момент 346
 - Параметры безразмерные 337
 - Перемещение поршня 337, 338
 - Полярная диаграмма нагрузки 347, 348
 - Полярная диаграмма результирующей силы 349, 350
 - Построение кривой суммарного крутящего момента 352
 - Построение кривых перемещения, скорости и ускорения поршня 339
 - Построение кривых сил 341
 - Система сосредоточенных масс 342
 - Скорость поршня средняя 339
 - Уравновешивание сил инерции вращающихся масс 354
 - Ускорение поршня 339
 - Условия получения динамически замещающей системы 343
- Крышка шатуна — Расчет 453, 454**
- Кулачки — Конструктивные параметры при профилировании 503**
 - Обработка термическая 516
 - Профилирование 501
 - Скорость подъема толкателей 503
- Кулачок гармонический 504**
 - тангенциальный 504

М

- Мамина Я. В. двигатель 5**
- Момент инерции маховика безразмерный 365**
 - крутящий двигателя суммарный 352
 - опрокидывающий 346
- Менделеева формула 49**
- Механизм газораспределения — Обзор конструкций 484—497; — см. также под названием деталей, например: Клапаны; Пружины клапанов**

- клапанный — Кинематика 500—507; — Расчет деталей 507—514
- привода распределительного вала 486—489

- Мощность двигателя** — Баланс при движении автомобиля на прямой передаче 194
- затрачиваемая на механические потери 152
 - индикаторная 148; — Влияние параметров цикла 180—182
 - литровая 153
 - эффективная 152

Н

- Нагрузка** — Влияние на процесс старения в карбюраторном двигателе 115

- Влияние на индикаторные показатели дизеля 177

- Нагрузки циклические** — Соотношение между напряжениями для различных циклов 175

- Наддув** — Определение 26, 211; — Системы 212—214; — Степень 212; — Характеристики двигателей 222—225

- газотурбинный 215; — Расчет параметров турбокомпрессора 221, 222
- динамический 225, 226

- Напряжение среднее цикла для стержня шатуна** 453

- Насос жидкостной** 543, 544

- масляный 525—529; — Основные параметры шестерен 529
- топливный высокого давления — Влияние на процесс вырыска 283; — Характеристика 302

- Насос-ускоритель** 260

- Неравномерность хода двигателя** — Безразмерный момент инерции маховика 365

- Коэффициент неравномерности 365
- Коэффициент неравномерности крутящего момента 363
- Причины 363

- Нейтрализаторы** 141—143

О

- Ограничитель разрежения** 263, 264

- Октановое число** 33

- Отто Н. двигатель** 5

П

- Палец поршневой** — Зазоры и натяги в соединении 433
- Материал 438
 - Размеры относительные конструктивные 432
 - Расчет 432—435

- Период задержки воспламенения топлива** 34, 103, 178

- Подшипники коленчатого вала** — Конструкция 390

- Коэффициент нагруженности 519
- Коэффициент надежности 519
- Крепление 390
- Несущая способность масляного слоя 517
- Расчет гидродинамический 519
- Факторы, определяющие надежность 517

- Показатели индикаторные** — Влияние различных факторов в двигателях с искровым зажиганием 156—170

- Влияние различных факторов в дизелях 171—180

- Показатели рабочего цикла** 144

- Индикаторная мощность 148
- КПД индикаторный 148
- Расход топлива удельный 148
- Связь между основными показателями 150
- Среднее индикаторное давление 145

- Показатели эффективные** — Влияние механических потерь 182—188

- Влияния нагрузки и скоростных режимов 188—191
- Влияние окружающей среды 192
- КПД механический 153
- КПД эффективный 154
- Мощность эффективная 152
- Среднее эффективное давление 153

- Показатель степени неравномерности последовательных циклов** 274

- Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку** 347, 348

- Поршни** — Зазоры при холодном двигателе 418, 420

- Значение относительных конструктивных параметров 413
- Конструкции из алюминиевых сплавов 418
- Материал 436, 437
- Мероприятия по снижению температуры 413

- Обзор конструкций 411—423
- Распределение температур 412
- Скорость максимальная 74
- Потери механические для различных двигателей 185; — Пути снижения потерь на трение 186—188**
 - на газообмен 188
- Предел концентрационный 107**
 - эффективного обеднения смеси 162
- Продувка — Влияние на коэффициент наполнения 85**
- Продукты сгорания 39—41**
 - Образование токсичных компонентов 44, 45
 - Состав 46
 - Состав при неполном сгорании топлива 41—43
 - Теплоемкость средняя мольная 53, 54
 - Токсичные составляющие 140 — см. также *Токсичность; Токсические составляющие*
 - Удельное содержание вредных веществ 141
- Процесс впрыска — Давление 280**
 - Дросселирование 285
 - Влияние конструктивных особенностей топливоподающей системы 283—292
 - Влияние скоростного режима 292
 - Влияние цикловой подачи 293—295
 - Корректирование скоростных характеристик подачи топлива 299, 300
 - Расчет 301, 302
 - Схема топливоподающей системы 279
 - Требования для выбора характеристик впрыска 281
 - Характеристика дифференциальная 280
 - Характеристика интегральная 281
 - Характеристики скоростные 296—299
- Процесс впуска — Давление в цилиндре в период зарядки 72**
 - Количество остаточных газов 75
 - Коэффициент наполнения 79
 - Коэффициент остаточных газов 75, 76
 - Коэффициент продувки 76, 80
 - Наполнение двигателя в зависимости от частоты вращения 86, 87
- Организация движения свежего заряда 90
- Параметры 72
- Скорость движения заряда в проходном сечении 74
- Скорость движения смеси 92
- Температура конца впуска 77
- Температура подогрева заряда 76
- Факторы, влияющие на коэффициент наполнения 83—90
- Факторы, влияющие на наполнение цилиндра 72—78
- Характеристики процесса газообмена 68—71
- Процесс рабочий карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах 272—276**
 - дизелей с различными камерами сгорания — Параметры характеризующие 335
 - элементарного карбюратора 242—251
- Процесс расширения 136—137**
 - Значение параметров 138
 - Влияние различных факторов на показатель политропы 137
- Процесс сгорания — Влияние различных факторов 114—118**
 - Диффузионное горение 109
 - Изменение скорости реакции в зависимости от температуры 102
 - Мероприятия для улучшения 117
 - Нарушения в двигателях с искровым зажиганием 118—123
 - Предел концентрационный верхний 107
 - Предел концентрационный нижний 107
 - Распространение пламени 105
 - Самовоспламенение 102
 - Скорость пламени нормальная 106
 - Скорость распространения пламени 111
 - Термодинамика 130—135
 - Турбулентное горение 108
 - Угол опережения зажигания 111
 - Уравнение 133
 - Фазы 110, 111
- Процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием 110—123**
 - в дизелях 123—128
- Процесс сжатия — Влияние различных факторов 96**
 - Движение смеси 98

- Определение параметров 95
- Параметры 99
- Скорость смеси 99
- Средний показатель адиабаты 95, 96
- Условия протекания 93, 94
- Характеристика 94
- Пружины клапана** — Выбор конструктивных параметров 512
 - Запас прочности 513
 - Запас усилий 510, 511
 - Материал 516
 - Проверка на резонанс 513
 - Расчет 507—514
- Пусковые устройства карбюратора** 261

Р

- Радиатор** — Габаритные размеры 538
 - Конструкция решеток 539
 - Расчет 541, 542
- Распределительный вал** 489
 - Деформации изгиба 513
 - Материал 516
 - Профилирование кулачков 591 — см. также *Кулачки*
- Распылители** 288, 289 — Характеристики 290—292
- Расход топлива удельный** 149
 - эффективный 155
 - — различных двигателей 155
- Реакции химические** — см. *Химические реакции*
- Регулятор всережимный** 306
 - двухрежимный 306
- Режим работы двигателя неустановившийся** 272
 - установившийся 303
- Режимы двигателей расчетные** 373

С

- Самовоспламенение** 102
 - Период задержки 103
- Сгорание топлива в двигателях с искровым зажиганием** 110—114;
 - Влияние различных факторов 114—118
 - в дизелях — Влияние отдельных факторов 128—130; — Задержка воспламенения 125; — Угол опережения впрыска 123; — Фазы 124
- Система автоматического регулирования двигателя** 306
 - компенсации с пневматическим торможением топлива 253
 - — регулированием разрежения в диффузоре 252

- охлаждения 533—547
 - — жидкостная 534; — Вентилятор 545; — Жидкостной насос 543, 544; — Радиатор 538—541
 - смазки 517—532; — Масляные насосы 525—529; — Масляные фильтры 529—532
 - — с мокрым картером 523—525
 - холостого хода карбюратора 255—258
- Скорость выпуска условная средняя** 500
 - движения заряда — Влияние на индикаторные показатели в дизелях 178
 - критическая истечения отработавших газов 139
 - пламени нормальная 106
 - распространения пламени в процессе сгорания 111
- Смесеобразование** — Влияние на индикаторные показатели в дизелях 171—174; — Методы 312; — Распыливание топлива 312—317
 - в вихревой камере 329—332
 - в дизеле — Процессы физические 311; — Способы 171; — Сравнение различных методов 334, 335; — Характеристики распыливания 314, 316; — Характеристика факела 317
 - — объемное 321—327
 - — пленочное 327—329
 - — пристеночное 327
 - внешнее — Виды 236
 - в предкамере 332—334
 - с впрыском легкого топлива 271, 272
- Смесь горючая** — см. *Смесь рабочая*
- Смесь рабочая** — Влияние распределения по цилиндрам на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 168—170
 - Влияние состава смеси на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 161, 162
 - Влияние состава на процесс сгорания 114
 - Предел эффективного обеднения 162
 - Способы компенсации состава в главной дозирующей системе 251—255
- Состав смеси мощностной** 114
 - экономический 115
- Среднее индикаторное давление** — см. *Индикаторное давление среднее*
- Стали конструкционные** — Значение масштабных факторов 373

- Механические свойства 382
- Стержень шатуна** — Амплитуда цикла 453
 - Запас прочности 453
 - Значения коэффициентов неравномерности 452
 - Конструкция 441, 442
 - Материал 455
 - Напряжение среднее цикла 453
 - Расчет на прочность 450—453
 - Расчет на сжатие-растяжение 452
- Степень неравномерности системы регулирования** 308
 - нечувствительности системы регулирования 309
 - повышения давления 135
- Степень сжатия** — Влияние на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 159
 - Влияние на индикаторные показатели в дизелях 174, 175
 - Влияние на коэффициент наполнения 83
 - Влияние на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием 115
 - Влияние на процесс сгорания в дизелях 129
- Степень сжатия геометрическая** 66
 - действительная 66
- Стык газовый** — Уплотнение 396, 397

Т

- Температура конца впуска** 77
 - на впуске — Влияние на коэффициент наполнения 84
 - остаточных газов — Влияние на коэффициент наполнения 85
 - подогрева заряда 76
- Теоретически необходимое количество кислорода** 37
- Термодинамика процесса сгорания** 130—135
- Тепловая напряженность** 230—234
 - Поле температур в различных зонах деталей дизеля 233
 - Распределения отдачи теплоты в стенки по стадиям цикла 232
- Тепловой поток удельный** 231
- Теплоемкость средняя мольная газов** 52
 - продуктов сгорания 53
- Теплота сгорания газов низшая** 48
 - топлива 47

- Токсичность** — Задачи по уменьшению в отработавших газах 6, 7
 - Методы снижения 265, 266
 - Нейтрализаторы 141, 142
 - Нормы предельные содержания в продуктах сгорания 45, 46
 - Образование токсичных компонентов в продуктах сгорания 44, 45
 - Рециркуляция продуктов сгорания 142
 - Характеристика токсическая 201, 204
- Токсические составляющие продуктов сгорания** 140
 - Влияние различных факторов в двигателях с искровым зажиганием 156—170
 - Влияние различных факторов в дизелях 171—180
 - Методы обезвреживания 141—143
 - Содержание удельное 141
- Толкатель** — Значение ускорений 506
 - Конструкция 490, 491
 - Материал 515
- Толкатель гидравлический** 492
 - плоский — Кинематика 504
 - роликовый — Кинематика 505
- Топливо** — Воспламеняемость 33
 - Детонационная стойкость 33
 - Изменение объема при сгорании 50, 51
 - Испаряемость 33
 - Коэффициент молекулярного изменения теоретический 51
 - Кривая фракционной разгонки 33
 - Марки 34
 - Октановое число 33
 - Основные показатели автомобильных бензинов 35
 - Основные показатели дизельных топлив 35
 - Период задержки воспламенения 34
 - Реакции химические при сгорании 36 см.
 - Свойства 33—36
 - Структура 30—32
 - Теплоемкость средняя мольная горючих газов 52
 - Теплота сгорания 47
 - Требования 29
 - Формула Менделеева 49
 - Цетановое число 34
 - Элементарный состав 92
 - Энергия газов внутренняя 53

Топливо дизельное — Влияние свойств на индикаторные показатели 178
 — Влияние свойств на процесс сгорания 128
 — Внутренняя энергия продуктов сгорания 54
 — Состав элементарный 49
 — Теплоемкость продуктов сгорания 54

Топливопровод нагнетательный — Влияние на процесс впрыска 287

Тринклера Г. В. двигатель 5

У

Углеводороды — Образование в продуктах сгорания 44
 — Термическая нейтрализация 142

Углерода окись — Образование в продуктах сгорания 44
 — Термическая нейтрализация 142

Угол опережения зажигания 113
 — Влияние на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 165—167

Угол опережения начала впрыска
 — Влияние на индикаторные показатели в дизелях 175, 176
 — Влияние на процесс сгорания в дизелях 175

Уплотнение газового стыка — см. *Стык газовый*

Уравнение процесса сгорания 133
 — теплового баланса 227

Уравновешивание двигателей — Допуски на массы и размеры 354
 — Коленчатые валы 354—355
 — Причины неуравновешенности 353
 — Способы 355—362
 — Условия уравновешивания сил инерции вращающихся масс 354

Устойчивость режима работы двигателя 303

Ф

Фазы газораспределения автомобильных двигателей 89, 90
 — сгорания в двигателях с искровым зажиганием 110, 111
 — сгорания в дизелях 124

Факел топлива — Развитие и структура 318—321
 — Характеристика 317

Фильтры масляные 529—532

Форсунки 288, 289

Х

Характеристика бензина 49
 — винтовая 11
 — внешняя 10
 — детонационная 205
 — дизельного топлива 49
 — многопараметровая 200, 201
 — нагрузочная 199, 200
 — процесса газообмена в четырехтактном карбюраторном двигателе 68
 — — — в двухтактном дизеле 71
 — — — в четырехтактном дизеле 69
 — — сжатия 94
 — регуляторная 11, 200
 — скоростная внешняя 195, 196
 — — частичная 197—199
 — токсическая 201, 204
 — топливных насосов высокого давления 302
 — холостого хода 204

Характеристики двигателей с наддувом 222—225
 — идеального карбюратора 240—242
 — распылителей 290—291
 — регулировочные 205, 240
 — скоростные топливоподающей системы 296—299

Химические реакции — Относительное изменение скорости в зависимости от температуры 102
 — при полном сгорании газообразных топлив 37, 38
 — при неполном сгорании жидкого топлива 41—43
 — при полном сгорании жидкого топлива — Коэффициент избытка воздуха 36, 37
 — Горючая смесь 39; — Продукты сгорания 39—41

Ц

Цетановое число 34
 — Влияние содержания присадок 179

Цикл двухтактный 63—65

Цикл действительный 56 — Индикаторная диаграмма 59, 61
 — КПД индикаторный 62
 — КПД относительный 62
 — Показатели индикаторные и эффективные 144
 — Показатели эффективные 159
 — Пример расчета для дизеля 570—573
 — Пример расчета для карбюраторного двигателя 565—570

- Процессы 65, 66 — см. также под их наименованием, например: *Процесс впуска; Процесс сгорания*
- Связь между основными параметрами 150, 151
- Среднее индикаторное давление 146, 147
- Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении** 17
 - Влияние на КПД термический k , ϵ , ρ 20
 - Влияние на среднее давление k , ϵ и ρ 21
- Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме** 17
 - Влияние на КПД термический k , ϵ и λ 19
 - Влияние на среднее давление k , ϵ и λ 21
- Цикл со смешанным подводом теплоты** 18
 - Влияние на КПД термический k , ϵ , λ , ρ 21
 - Влияние на среднее давление k , ϵ , λ , ρ 24
- Цикл поршневого двигателя обобщенный** 15
 - четырехтактный 62
- Циклы термодинамические** — Допущения 13
 - Значение основных параметров при одинаковом давлении p_z 25
 - КПД термический 14
 - Работа удельная 14
 - двигателей с наддувом 25
- Цилиндр** — Влияние размеров на индикаторные показатели в двигателях с искровым зажиганием 160, 161
- Цилиндры** — Выбор расположения и их числа 368

Ч

- Частота вращения** — Влияние на индикаторные показатели в двигателе с искровым зажиганием 167, 168
 - Влияние на индикаторные показатели в дизелях 177, 178

- Влияние на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием 116
- Влияние на процесс сгорания в дизелях 177, 178
- Предельные значения для характерных скоростных режимов 197
- Регулирование 302

Ш

- Шатун** — Конструкция вкладышей 444
 - — кривошипной головки 442, 443
 - — поршневой головки 439, 440
 - — стержня 441, 442
 - — стяжных болтов 445
 - Материал 455, 456
 - Расчет элементов на прочность 445—455
- Шатуны** — Обзор конструкций 439
- Шейка коренная** — Запас прочности 472; — Допустимые значения напряжений 478
 - коренная однопролетного коленчатого вала — Расчет 470—472
 - шатунная — Давления условные 522; — Допустимые значения напряжений 478
 - шатунные однопролетного коленчатого вала — Запас прочности 475 — Расчет 472—475
- Шпильки силовые** — Материал 410
 - Расчет 404—409
- Штанги** 492
- Шум двигателя** 205—208

Щ

- Щека коленчатого вала** — Допустимые значения напряжений 478
 - Расчет 475—478

Э

- Экономайзер** 258—260
- Эконостат** 263
- Электрохимические преобразователи** 563—564

Оглавление

Предисловие	3
Введение	5
Классификация двигателей	7
Основные показатели и условия работы автомобильных двигателей . . .	9

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава I. Термодинамические циклы поршневых двигателей	13
§ 1. Общие сведения	13
§ 2. Циклы поршневых двигателей	15
§ 3. Влияние различных факторов на теоретический КПД и среднее давление цикла	19
§ 4. Термодинамические циклы двигателей наддувом	25
Глава II. Топливо и химические реакции при его сгорании	29
§ 1. Общие сведения	29
§ 2. Краткие сведения о структуре и составе топлива	30
§ 3. Краткие сведения о свойствах топлива	33
§ 4. Химические реакции при сгорании топлива	36
§ 5. Теплота сгорания топлива	47
§ 6. Изменение объема при сгорании	50
§ 7. Теплоемкости воздуха, его смеси с остаточными газами и продуктами сгорания	52
Глава III. Действительные циклы автомобильных двигателей	56
§ 1. Общие сведения	56
§ 2. Четырехтактный цикл	62
§ 3. Двухтактный цикл	63
§ 4. Процессы действительного цикла	65
Глава IV. Процесс впуска	67
§ 1. Общие сведения	67
§ 2. Параметры процесса впуска	72
§ 3. Коэффициент наполнения	79
§ 4. Различные факторы, влияющие на коэффициент наполнения	83
§ 5. Организация движения свежего заряда	90
Глава V. Процесс сжатия	93
§ 1. Общие сведения	93
§ 2. Определение параметров в конце сжатия	95
§ 3. Влияние различных факторов на процесс сжатия	96
§ 4. Движение смеси в процессе сжатия	98

Глава VI. Процесс сгорания	101
§ 1. Общие сведения	101
§ 2. Сгорание в двигателях с искровым зажиганием	110
§ 3. Влияние различных факторов на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием	114
§ 4. Основные нарушения нормального сгорания в двигателях с искровым зажиганием	118
§ 5. Сгорание в дизелях	123
§ 6. Влияние отдельных факторов на процесс сгорания в дизеле	128
§ 7. Термодинамика процесса сгорания в двигателях	130
Глава VII. Процессы расширения и выпуска	136
§ 1. Процесс расширения	136
§ 2. Влияние различных факторов на показатель политропы расширения	137
§ 3. Процесс выпуска	139
§ 4. Токсические составляющие продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу. Методы их обезвреживания	140
Глава VIII. Показатели рабочего цикла	144
§ 1. Общие сведения	144
§ 2. Индикаторные показатели	145
§ 3. Эффективные показатели	152
Глава IX. Факторы, влияющие на индикаторные и эффективные показатели двигателя и на токсичность	156
§ 1. Общие сведения	156
§ 2. Влияние различных факторов на индикаторные показатели и токсичность двигателя с искровым зажиганием	156
§ 3. Влияние различных факторов на индикаторные и токсические показатели дизеля	171
§ 4. Влияние параметров цикла на индикаторную мощность и среднее индикаторное давление	180
§ 5. Факторы, влияющие на механические потери	182
§ 6. Факторы, влияющие на эффективные показатели двигателя	188
Глава X. Характеристики и устойчивость режима работы двигателей	193
§ 1. Общие сведения	193
§ 2. Скоростные характеристики	195
§ 3. Нагрузочная характеристика	199
§ 4. Регулярная характеристика	200
§ 5. Многопараметровая характеристика	200
§ 6. Токсические характеристики	201
§ 7. Специальные характеристики	204
§ 8. Шум двигателя	205
§ 9. Устойчивость режима работы и запас крутящего момента двигателя	209
Глава XI. Наддув двигателей	211
§ 1. Общие сведения	211
§ 2. Системы наддува	212
§ 3. Газотурбинный наддув	215
§ 4. Характеристики автомобильных двигателей с наддувом	222
§ 5. Динамический наддув	225

Глава XII	Тепловой баланс и тепловая напряженность деталей двигателя	227
§ 1.	Тепловой баланс двигателя	227
§ 2.	Тепловая напряженность	230
Глава XIII.	Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием	235
§ 1.	Общие сведения о карбюрации	236
§ 2.	Физические основы процесса карбюрации	238
§ 3.	Характеристики карбюратора и методы их получения	240
§ 4.	Рабочий процесс элементарного карбюратора	242
§ 5.	Компенсация состава смеси в главной дозирующей системе	251
§ 6.	Вспомогательные устройства и системы карбюраторов	255
§ 7.	Ограничение разрежения в системе впуска	263
§ 8.	Методы снижения токсических компонентов в отработавших газах	265
§ 9.	Многокамерные карбюраторы	266
§ 10.	Тепловые явления в процессе карбюрации	269
§ 11.	Смесеобразование в двигателях с впрыском легкого топлива	271
§ 12.	Особенности рабочих процессов карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах	272
Глава XIV	Топливоподающая аппаратура быстроходных дизелей	277
§ 1.	Требования к топливоподающей аппаратуре и основные типы систем питания дизелей	277
§ 2.	Процесс впрыска топлива и параметры, характеризующие этот процесс	278
§ 3.	Факторы, влияющие на протекание процесса впрыска топлива	283
§ 4.	Характеристики подачи топливоподающей системы и методы их корректирования	296
§ 5.	Расчет процесса впрыска и подбор топливоподающей аппаратуры к дизелю	301
§ 6.	Регулирование частоты вращения коленчатого вала двигателя	301
Глава XV.	Смесеобразование в дизеле	311
§ 1.	Общие сведения	311
§ 2.	Распыливание топлива и параметры распыливания	312
§ 3.	Развитие факела топлива	317
§ 4.	Смесеобразование при неразделенных камерах сгорания	321
§ 5.	Смесеобразование при разделенных камерах сгорания	329
§ 6.	Сравнение различных методов смесеобразования	334

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА И УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава XVI.	Динамика кривошипно-шатунного механизма	336
§ 1.	Кинематика кривошипно-шатунного механизма	336
§ 2.	Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме	340
Глава XVII.	Уравновешивание и неравномерность хода двигателей	353
§ 1.	Уравновешивание двигателей	353
§ 2.	Неравномерность хода двигателя	362

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава XVIII.	Выбор типа двигателя, его силовой схемы, числа цилиндров, основных размеров и системы охлаждения	366
---------------------	---	------------

Глава XIX. Предпосылки и расчету двигателя и выбор его основных конструкторских параметров	373
§ 1. Расчетные режимы двигателей	373
§ 2. Расчет деталей с учетом переменных нагрузок	374
Глава XX. Блоки, нартеры, головки цилиндров, газовые ствны	411
§ 1. Двигатели с жидкостным охлаждением	383
§ 2. Двигатели с воздушным охлаждением	399
§ 3. Расчет силовых шпилек	404
§ 4. Материалы блоков, гильз и силовых шпилек	409
Глава XXI. Поршневая группа	439
§ 1. Обзор конструкций поршней	411
§ 2. Обзор конструкций поршневых колец	423
§ 3. Расчет поршневого кольца	429
§ 4. Расчет поршневого пальца	432
§ 5. Материалы поршней, колец и пальцев	436
Глава XXII. Шатунная группа	458
§ 1. Конструктивный обзор	439
§ 2. Расчет элементов шатуна на прочность	445
§ 3. Материалы деталей шатунной группы	455
Глава XXIII. Коленчатый вал	484
§ 1. Конструктивный обзор	458
§ 2. Расчет коленчатого вала на прочность	466
§ 3. Методы упрочнения коленчатых валов	480
§ 4. Материалы коленчатых валов	482
Глава XXIV. Механизм газораспределения	484
§ 1. Конструктивный обзор	484
§ 2. Определение площадей проходных сечений и условных скоростей впуска	497
§ 3. Кинематика клапанного механизма	500
§ 4. Расчет пружин клапана и деталей привода	507
§ 5. Материалы деталей механизма газораспределения	514
Глава XXV. Система смазки	517
§ 1. Оценка нагруженности подшипников	517
§ 2. Система смазки с мокрым картером	523
§ 3. Масляные насосы	525
§ 4. Масляные фильтры	529
Глава XXVI. Система охлаждения	533
Глава XXVII. Перспективы развития двигателей других типов	548
§ 1. Роторно-поршневые двигатели	548
§ 2. Газотурбинные двигатели	553
§ 3. Двигатель с внешним подводом теплоты	559
§ 4. Электрохимические преобразователи энергии	563
Приложения:	533
I. Расчет рабочего цикла двигателя	565
II. Значения $\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$; $\frac{\cos (\varphi + \beta)}{\cos \beta}$; $\frac{\sin (\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ и $\operatorname{tg} \beta$ при различных λ	574
Список литературы	576
Предметный указатель	578

ИБ № 429

Владимир Митрофанович Архангельский,
Михаил Михайлович Вихерт,
Алексей Николаевич Воинов,
Юрий Александрович Степанов,
Владимир Иванович Трусов,
Макс Самойлович Ховах

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Редактор издательства *И. А. Хороманская*
Технический редактор *Ф. П. Мельниченко*
Корректор *А. П. Озерова*

Сдано в набор 24/XI-1976 г. Подписано к печати 10/VI-1977 г.
Т 09827. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2 Усл.
печ. л. 37,0. Уч.-изд. л. 40,85. Тираж 70 000 экз. Заказ 922.
Цена 1 р. 69 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, ГСП, Москва, 1-й
Басманный пер., 3

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское произ-
водственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени
А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном ко-
митете Совета Министров СССР по делам издательств, поли-
графии и книжной торговли 197136, Ленинград, П-136, Гат-
чинская ул., 26.