

А. А. РАДЦИГ

НОВЕИШИЕ ТЕЧЕНИЯ
В РАЗВИТИИ
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



ACADEMIA

ПЕТЕРБУРГ 1923

А. А. РАДЦИГ

НОВЕЙШИЕ ТЕЧЕНИЯ

В РАЗВИТИИ

ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

«ACADEMIA»

1923

Петрооблит. № 5016.

Напечатано 2000 экз.

ГОС. УЧЕБНО-ПРАКТ. ШКОЛА-ТИП. ИМ. ТОВ. АЛЕКСЕЕВА. ПЕТРОГРАД. БРАСНАЯ, 1.

Предисловие.

Война 1914—18 г.г., захватившая главные культурные страны Европы и Америки, вызвала ряд затруднений и изменений в их экономической жизни. К числу наиболее тяжелых затруднений принадлежало уменьшение в добыче топлива и возникший вследствие этого острый недостаток в нем. Эти топливные затруднения, далеко не устраненные во многих странах и после войны, заставили технический мир с особым интересом заниматься вопросами более рационального получения и использования разного вида механической энергии. Внимание исследователей обращается с одной стороны к разного рода способам получения энергии, не основанным на сжигании топлива — энергии водных потоков, морских приливов и волн, ветра; с другой стороны — получению более дешевым и удобным способом тепла и лучшему преобразованию его в механическую работу. Даже помимо этих временных затруднений, в общем сознание все более и более проникает мысль, что мировые запасы топлива ограничены и что с потреблением их надо соблюдать крайнюю экономию: по английским данным, приведенным в новейшее время Стодола¹⁾, общий мировой запас твердого топлива равен 7,5 миллиардов тонн. Ежегодное потребление он принимает в настоящее время равным 1250 миллионов тонн. Если бы потребление не увеличивалось, то его могло бы хватить на 6000 лет (что было бы по выражению Стодола еще „довольно утешительно“). Если же учесть ежегодное возрастание потребления, получится гораздо меньший срок для исчерпания всего этого запаса, так, приняв это возрастание в 5%, получим (помощью простого вычисления по сложным процентам) срок только в 117 лет. Конечно, все эти расчеты крайне проблематичны и можно быть уверенным, что будут открыты новые обильные источники топлива, и другие источники энергии. Однако, эти соображения укрепляют мысль о необходимости всемерно стремиться к улучшению использо-

¹⁾ Stodola, Dampf-und Gasturbinen. Изд. 1922 г. стр. 1101.

вания тепла и вопросы об этих лучших способах использования тепла стоят в первом ряду технического интереса настоящего времени.

В настоящем небольшом сочинении мы хотим дать общее понятие о характере развития тепловых двигателей в последние годы, применяемых методов для уменьшения в них траты тепла и о результатах, достигнутых в этом направлении за новейшее время. Мы ограничиваем свою задачу именно только общей характеристикой этой проблемы, так как детальное изложение современного состояния и успехов, достигнутых в каждой категории двигателей, потребовало бы целого ряда обширных трудов. Мы надеемся, что в настоящем своем виде наша работа может представить известный интерес для широких кругов русских техников и, может быть, послужит даже поводом для появления более детальных и специальных сочинений.

Новейшая техническая литература, находившаяся в моем распоряжении, довольно обширна, но имеет большие пропуски. Таким образом, сообщаемые сведения отнюдь не претендуют на исчерпывающую полноту. За эти недостатки, как и за возможные ошибки и промахи другого рода, прошу заранее извинения у читателей.

Нашему обзору мы предпослали главу, посвященную методам оценки экономичности двигателей, чтобы в дальнейшем иметь возможность пользоваться совершенно определенной терминологией: в области этой к сожалению нет однообразия в употребляемых названиях и это влечет за собою иногда самые курьезные недоразумения.

ГЛАВА I.

Оценка экономичности работы силовых двигателей.

I. Коэффициенты полезного действия тепловых двигателей.

Вопрос об экономичности работы паровой машины возник в самом начале распространения этих машин, примененных первоначально Уаттом в виде водоподъемных машин в коях.

Уатт гарантировал в своих машинах меньшее потребление топлива на поднятие определенного количества воды на определенную высоту, чем в атмосферных машинах Ньюкомена, употреблявшихся раньше для этой цели.

Относительно гарантий, даваемых Уаттом, приводятся такие цифры¹⁾: 112 английских фунтов угля на поднятие 500000 куб. футов воды на высоту одного фута (1 килограмм угля на 85050 килограммометров работы, измеренной в поднятой воде). Фактически же расход угля получался у них больше: на 1 килогр. угля получалось в одной из самых больших машин Уатта только 68940 килограммометров работы в поднятой воде.

Но настоящая правильная оценка паровой машины в отношении утилизации его тепла могла быть произведена только после установления первого закона термодинамики и определения механического эквивалента тепла.

Поэтому впервые точное установление понятия утилизации тепла в паровой машине мы находим у творца первого закона термодинамики Роберта Майера. С обычной простотой и ясностью, характеризующими этого гениального ученого, он определяет использование тепла в двигателе по расходу тепла на совершение определенной работы²⁾.

¹⁾ См. Matschoss. Die Entwicklung der Dampfmaschine, т. I, стр. 370.

²⁾ Это сделано им в первом большом труде 1845 г. „Die organische Bewegung in ihrem Zusammenhange mit dem Stoffwechsel“ (перепечатано в сборнике трудов Р. Майера, изданных под названием: „Die Mechanik der Wärme“), а за-

Относительно паровых машин того времени Роберт Майер принимает, что в лучших из них расходуется один английский фунт сожженного топлива на 500000 фунтофутов работы, что соответствует получению из энергии одного килограмма угля 148500 килограммометров работы. Приняв теплотворную способность угля за 7000 калорий и механический эквивалент тепла за 427 килограммометров (значение, которое мы будем принимать и в дальнейшем изложении), получим полную тепловую энергию, заключенную в топливе равной: $7000 \cdot 427 = 2989000$ килогр. метр. Таким образом в тогдашней паровой установке (машине вместе с котлом) получается использование тепла, равное $\frac{148500}{2989000} = 0.05$ — около 5%, цифра, которую и дает Роберт Майер.

Способ оценки использования тепла в тепловых двигателях, предложенный Р. Майером, является и в настоящее время основным и общепринятым: он оказался особенно удобным именно в настоящее время, когда приходится сравнивать между собой тепловые двигатели разных категорий, употребляющие различное топливо. Нужно было только внести полную точность в определение величин, входящих в определение коэффициента полезного действия, данное Р. Майером.

За мерилу работы, произведенной двигателем, принимают одну лошадиную силу-час (равную $75 \cdot 3600 = 270000$ килограммометров) или один киловатт-час (равный $1,36 \cdot 270000 = 367000$ килогр. м.). Расход топлива, выражаемый в килограммах на одну лошадиную силу в час, приходится при этом относить определенно или к эффективной или к индикаторной мощности. В основном выражении для коэффициента полезного действия для оценки использования тепла выбирается именно эффективная мощность. Назовем G — полный расход топлива в силовой установке, а N_e — количество развиваемых эффективных лошадиных сил. Тогда расход топлива в час на одну эффективную силу, G_e , найдется из формулы:

$$G_e = \frac{G}{N_e} \dots \dots \dots (1)$$

Назовем теплотворную способность употребляемого в тепловом устройстве топлива — H кал./кгр.; тогда израсходованное на 1 эффект. лошади. силу количество топлива, G_e , могло бы дать $427 \cdot G_e \cdot H$ килогр.

тем дополнено в специальной заметке, посланной в Мюнхенскую Академию в 1851 г. под названием: „Ueber die Bestimmung des Nutzeffektes Verschiedener Motore“ (перепечатано в сборнике статей Р. Майера: „Kleinere Schriften und Briefe“).

метр. работы; фактически же получается работа, равная одной лошадиной силе-часу (т. е. 270000 килогр. метр.). Отношение эффективной работы к тому количеству работы, которое соответствует количеству тепла, затраченному на ее получение, называется полным экономическим коэффициентом силовой установки ¹⁾ и обозначается η . Согласно этому определению будет иметь:

$$\eta = \frac{270000}{427 G_e H} = \frac{632}{G_e H} \dots \dots \dots (2)$$

Числитель этой формулы есть калорический эквивалент силы-часа, знаменатель — расход тепла в калориях на одну эффективную лошадиную силу в час.

Этим выражением, как основным критерием для оценки экономичности работы тепловых установок, мы будем в дальнейшем пользоваться. Целесообразность такого определения этого коэффициента не подлежит сомнению, так как величина его дает возможность судить о потреблении двигателем топлива (именно коэффициент этот обратно пропорционален расходу топлива на эффект. лош. силу-час), а это потребление является одним из важнейших факторов в общем составе эксплуатационных расходов. Таким образом для двигателей различных категорий получается однообразный и легко применимый критерий, позволяющий сравнивать их между собою.

Несмотря на важность указанного коэффициента, им одним нельзя ограничиться в особенности для паровых установок. В самом деле в последних мы имеем совокупное действие двух аппаратов, между собою вовсе не связанных, по большей части производимых даже различными фирмами — парового двигателя и котла.

Очевидно, что оценка каждого из них должна быть произведена в отдельности. В самом двигателе нужно разделить потери чисто механические, зависящие от вредных сопротивлений, от потерь чисто тепловых, особенно характерных для теплового двигателя.

Эти соображения приводят к установлению понятий механического коэффициента полезного действия и коэффициента полезного действия котла.

¹⁾ Это название с теми или иными небольшими изменениями принимается всеми английскими, немецкими и русскими исследователями термических машин. Стодола в новом издании своего курса (1922 г.) вводит новый термин для этого коэффициента: «Brennstoffausnutzungsgrad» Stodola, Dampf- und Gasturbinen. Berlin 1922, стр. 167.

Под коэффициентом механического (обозначение — η_m) полезного действия разумеют для паровой машины отношение эффективной мощности (N_e) к индикаторной (N_i):

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \dots \dots \dots (3)$$

Можно определять также расход топлива не на одну эффективную силу, а на одну индикаторную силу в час. Употребляя обозначение, аналогичное прежнему, можем получить:

$$G_i = \frac{G}{N_i} \dots \dots \dots (4)$$

Будем иметь также очевидно

$$\eta_m = \frac{G_i}{G_e} \dots \dots \dots (5)$$

Для паровых турбин можно ввести понятие индикаторной мощности только условно, т. к. определение ее индикатором — невозможно; поэтому в применяемой различными авторами терминологии нет однообразия. В основном сочинении проф. Стодола ¹⁾ различаются для паровых турбин следующие мощности:

1) Мощность, получаемую на ободе колес турбины, N_u — полную мощность, развиваемую паром при прохождении через паровую турбину.

2) Индикаторную (или внутреннюю) мощность ²⁾ N_i , равную мощности получаемой на колесах же турбины, но за вычетом трения колес о пар, и наконец

3) Эффективную мощность N_e , равную индикаторной, за вычетом той части ее, которая идет на преодоление вредных сопротивлений в турбине (трение вала в подшипниках) и приведение в движение вспомогательных механизмов турбины, непосредственно с нею связанных (масляный насос, иногда конденсационные насосы).

В опытах определяется непосредственно эффективная мощность (по большей части, по развиваемой электрической мощности делением на коэффициент полезного действия электрического генератора). Потери же вследствие трения колес турбины о пар определяются довольно ненадежно распространением результатов из специальных опытов, произ-

¹⁾ Stodola, Dampf und Gasturbinen, 5 Auflage, 1922.

²⁾ Название „внутренняя мощность“ употребляется в новом издании книги Стодола; в прежних же — применялся термин: „индикаторная мощность“.

веденных над совершенно определенными типами колес, вращающихся в совершенно специальных условиях. Потому многие авторы ¹⁾ не делают таких различий, как Стодола, и просто называют индикаторной мощностью турбины полную мощность, развиваемую на ободу, а эффективной — мощность, развиваемую на валу турбины. При обоих определениях принимают по прежнему:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

В двигателях внутреннего сгорания вопрос об индикаторной мощности тоже вызывал некоторые затруднения и разногласия: в двигателях внутреннего сгорания приходится именно принимать во внимание работу, идущую на подачу воздуха в цилиндр двигателя. Работа эта, небольшая в четырехтактных двигателях и определяемая в них снятием диаграммы при помощи специальной слабой пружины, имеет большее значение в двигателях двухтактных, где для заряда рабочего цилиндра имеется специальный компрессор. В Дизель-моторах для впрыскивания топлива употребляется еще отдельный компрессор, доставляющий сжатый воздух. Является вопрос, понимать ли под индикаторной работой только положительную работу, получаемую в цилиндре, или разность между этой положительной работой и отрицательной работой всасывания воздуха в 4-х-тактных двигателях с моментальным сгоранием, а также — как относиться к работе компрессоров в 2-хтактных двигателях или в двигателях Дизеля. Вопрос этот послужил в 1905 году предметом ожесточенной полемики, в которой принимали участие выдающиеся специалисты по двигателям внутреннего сгорания всех стран ²⁾. Немецкое правило по испытанию двигателей внутреннего сгорания требует (§ 17-й) для четырехтактных двигателей при вычислении их индикаторной мощности отнятия отрицательной работы всасывания и выталкивания, и этого способа придерживаются многие выдающиеся специалисты ³⁾. С другой стороны Гюльднер в последнем довоенном издании своей известной книги (1914 года) категорически высказывается против этого вычитания

¹⁾ Банки, Польгаузен; из русских авторов — проф. А. П. Герман в сочинении: „Определение основных размеров паровых турбин“, Петроград. 1912 г.

²⁾ См. Z. d. V. d. I. стр. 324, 331, 517; 1905 г. Ср. подробное изложение вопроса в новой книге Грамберга: Maschinenuntersuchungen, 1921, стр. 337 и след.

³⁾ Например, из русских авторов В. И. Гриневецкий, в дополнении к переводу книги Гюльднера „Двигатели внутреннего сгорания“, и проф. Г. А. Гельд („Судовые двигатели Дизеля“), оба эти автора различают среднее индикаторное давление, полученное без вычета указанной отрицательной работы, и давление, полученное после ее вычитания; последняя величина и принимается за окончательное индикаторное давление.

(„Abzugsverfahren“) и заявляет, что в практических испытаниях с двигателями никто не следует вышеуказанному § 17 немецких „правил“.

Не входя здесь подробно в разбор этого вопроса (имеющего существенное значение главным образом для сравнения 4-тактных и 2-тактных двигателей), укажем только на существование этого разногласия, отражающегося на величине η_m , даваемой в отчетах об испытаниях.

Другим спорным вопросом, относительно которого существует, однако, гораздо большее единогласие, является понятие теплотворной способности, величину которой надо вводить при вычислении полного коэффициента полезного действия: различают, как известно, две величины теплотворной способности, „верхнюю“ и „нижнюю“, или „полную“ (калориметрическую) и „рабочую“¹⁾: последняя получается из первой вычитанием скрытой теплоты парообразования водяных паров, заключающихся в продуктах сгорания. Так как в двигателях внутреннего сгорания газы оставляют двигатель при высокой температуре (примерно в 300° С), то пары воды не переходят в жидкое состояние, а потому эту скрытую теплоту надо вычитать из теплотворной способности, полученной в калориметре (в котором газы охлаждаются до комнатной температуры, причем воде калориметра отдается и скрытая теплота конденсирующихся водяных паров). Этот взгляд на необходимость употребления для двигателей внутреннего сгорания рабочей теплотворной способности разделяется немецкими, английскими и русскими авторами, и противниками ее являются только французские авторы, например, известный исследователь двигателей внутреннего сгорания *A. Witz*. Мы будем следовать вышеуказанной практике немецких и русских авторов и применять для двигателей внутреннего сгорания величины *и* *н* *и* *е* *й* теплотворной способности (для паровых установок, работающих на твердом топливе, вопрос этот вообще имеет меньшее значение, т. к. содержание паров воды в продуктах сгорания у них невелико).

Следующим шагом в расчленении полного коэффициента полезного действия специально для паровых установок является, как мы уже говорили, переход от расхода тепла, получающегося при сгорании топ-

¹⁾ Мы намеренно не употребляем терминов: „нижний предел“ и „верхний предел“ теплотворной способности, т. к. считаем их крайне неудачными, несмотря на общепринятость их в русской технической литературе: термин „предел“ невольно вызывает представление о переменной величине, между тем здесь дело идет о совершенно определенных физических величинах, из которых одна меньше, а другая больше другой. Ни в одном языке, кроме русского, термин предел не предлагается к разбираемым понятиям. Названия: „полная“ и „рабочая“ теплотворные способности применяются В. И. Гриневецким в вышецитированном переводе книги Гюльднера.

лива, к расходу тепла, приносимого с паром в паровую машину или турбину.

В настоящем сочинении мы не будем заниматься специально котельной установкой, а потому и не будем разделять потери тепла от момента сгорания топлива до момента получения двигателем. Всю совокупность потерь в котельной установке мы будем выражать одним коэффициентом, „коэффициентом полезного действия котельной установки“, η_k , под которым будем разуметь отношение количества тепла, воспринятого водою в котле и принесенного в машину, к полному количеству тепла, получающемуся при сгорании топлива.

Для упрощения наших выводов мы можем сделать предположение, что котел питается водою при той температуре, с которою она оставляет поверхностный конденсатор; точно также можно предположить, что пар только охлаждается по пути к паровой машине, но не теряется через неплотности паропроводов, задвижек и т. п.

Для точного определения намеченного нами коэффициента полезного действия котельной установки примем следующие обозначения: назовем D — полное количество пара, израсходованное в час, и примем обозначения:

$$\frac{D}{N_e} = d_e \dots \dots \dots (6)$$

$$\frac{D}{N_i} = d_i \dots \dots \dots (7)$$

d_e — расход пара в килогр. в час на 1 эффект. лошади. силу, а d_i — расход пара в килогр. в час. на 1 инд. лош. силу.

Назовем затем количество тепла, воспринятое одним килограммом пара в котле и донесенное до парового двигателя — μ . Это количество определяется по состоянию пара при входе в машину и температуре питательной воды, t_0 ; положим, имеем при входе в двигатель перегретый пар с температурою t' и давлением p , соответствующим полной теплоте испарения λ , и температуре насыщения — t_s . Тогда получим для величины μ выражение:

$$\mu = \lambda + C_{pm} (t' - t_s) - q_0 \dots \dots \dots (8)$$

в котором C_{pm} есть средняя теплоемкость перегретого пара при нагревании между температурами t_s и t' ; величины же λ и q_0 найдутся из таблиц для насыщенных паров по давлению p и температуре t_0 .

Для C_{pm} можно привести следующую таблицу, составленную по новейшим опытам Кноблауха и Винкгауза (см. табл. на стр. 13) ¹⁾.

Согласно нашему определению, получим для коэффициента полезного действия котельной установки η_k выражение:

$$\eta_k = \frac{d_i \rho}{G_i H} = \frac{d_e \rho}{G_e H} \dots \dots \dots (9)$$

Разделим выражение, найденное нами для η (формула (2)), на η_m (формула (3)), и η_k (формула (9), 2-е выражение); назовем частное η_t . Будем иметь:

$$\eta_t = \frac{632}{G_e H} : \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{d_e \rho}{G_e H} = \frac{632}{\frac{N_e}{N_i} \cdot d_e \rho}.$$

Замечая, что на основании (6) и (7):

$$\frac{N_e}{N_i} d_e = d_i$$

получим

$$\eta_t = \frac{632}{d_i \rho} \dots \dots \dots (10)$$

Знаменатель этого отношения имеет чрезвычайно важное техническое значение в изучении паровых двигателей: это есть именно расход тепла в калориях на одну индикаторную силу-час (соответствующий расходу пара d_i).

Отношение термического эквивалента силы-часа к этому расходу тепла мы будем называть ²⁾ индикаторным термическим коэффициентом полезного действия парового двигателя. Именно этот коэффициент характеризует собою действительное использование тепла в паровом двигателе.

Для двигателей внутреннего сгорания во многих случаях нельзя установить коэффициента, аналогичного η_k . Так в двигателях, работающих жидким топливом, получение движущей силы совершается полностью в двигателе, и нет отдельного аппарата, подобного котлу, действие кото-

¹⁾ Die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes „Forschungsarbeiten“, Heft 195, 1917 г.

²⁾ Цейнер, Вейраух и Стодола называют его просто термическим К. П. Д., другие же немецкие авторы обыкновенно называют его „индикаторным термическим коэффициентом“. Английские авторы называют его „thermal efficiency“.

Величины C_p для перегретых паров воды.

t_s	$p = 0,5$	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t_s = 80,9$	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,2	200,5	206,2	211,4	
120 = 0,478	0,483	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140 = 0,473	0,480	0,496	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160 = 0,471	0,478	0,491	0,521	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180 = 0,470	0,476	0,488	0,515	0,544	0,576	—	—	—	—	—	—	—
200 = 0,470	0,475	0,486	0,509	0,534	0,561	0,540	0,623	0,660	—	—	—	—
220 = 0,469	0,475	0,485	0,505	0,526	0,548	0,572	0,599	0,629	0,661	0,697	0,738	
240 = 0,469	0,474	0,484	0,501	0,519	0,538	0,558	0,580	0,605	0,631	0,660	0,694	
260 = 0,469	0,474	0,483	0,499	0,514	0,530	0,548	0,567	0,588	0,610	0,634	0,660	
280 = 0,470	0,474	0,482	0,497	0,510	0,525	0,540	0,556	0,575	0,594	0,615	0,637	
300 = 0,470	0,474	0,482	0,496	0,508	0,521	0,534	0,548	0,565	0,582	0,600	0,619	
320 = 0,471	0,475	0,482	0,495	0,505	0,517	0,530	0,543	0,558	0,572	0,589	0,606	
340 = 0,472	0,476	0,482	0,494	0,509	0,515	0,527	0,538	0,552	0,565	0,580	0,596	
360 = 0,473	0,477	0,483	0,494	0,504	0,514	0,524	0,535	0,548	0,560	0,574	0,587	
380 = 0,475	0,478	0,483	0,499	0,503	0,512	0,522	0,533	0,545	0,556	0,568	0,580	
400 = —	—	0,484	0,494	0,503	0,511	—	—	—	—	—	—	—
450 = —	—	0,486	0,495	0,503	0,510	—	—	—	—	—	—	—
500 = —	—	0,489	0,497	0,504	0,510	—	—	—	—	—	—	—
550 = —	—	0,492	0,499	0,505	0,511	—	—	—	—	—	—	—

рого можно было бы отдельно рассмотреть и оценить. В случае двигателей, работающих светильным газом или газом доменных печей, аппараты, служащие для добычания газов, имеют целью не только обслуживание данного газового двигателя, но, и даже в гораздо большей степени, других устройств.

Только в газогенераторных установках можно ввести для генераторного процесса коэффициент, аналогичный коэффициенту η_k : под коэффициентом полезного действия генератора можно разуметь именно отношение теплотворной способности выходящего из генератора газа к теплотворной способности затраченного на производство газа топлива.

Обыкновенно теплотворная способность газа относится к одному кубическому метру (расход газа тоже определяется по объему), а твердого горючего к одному килограмму; поэтому при определении коэффициента полезного действия газогенераторного устройства нужно знать число кубических метров газа, выходящих из одного килограмма твердого топлива. Назвав это число B и теплотворную способность одного кубического метра газа— H , получам для рассматриваемого коэффициента η_a выражение:

$$\eta_a = \frac{GBH'}{GH} = \frac{BH'}{H} \dots \dots \dots (11)$$

Для двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе или на газах доменных и коксовальных печей, индикаторный термический коэффициент определяется престо по расходу g_i горючего на одну индикаторную силу в час и по теплотворной способности этого горючего H , (причем для жидкого горючего g_i определяется в килогр., а для газообразного—в кубических метрах, и соответственно этому теплотворная способность H в первом случае определяется в калор. на килогр., а во втором—в калор. на куб. метр). Имеем, как и раньше:

$$\eta_i = \frac{632}{g_i H} \dots \dots \dots (12)$$

В случае газогенераторного двигателя найдем индикаторный термический коэффициент полезного действия по расходу g_i газа в кубич. метр. в час на одну индикаторную силу и его теплотворной способности H ; имеем:

$$\eta_i = \frac{632}{g_i H} \dots \dots \dots (13)$$

В обоих случаях знаменатель выражает собою расход в калориях в час на одну инд. лош. силу. Заметим еще, что для второго случая будем также иметь

$$g'_i = g_t B$$

(B —число кубических метров газа, выходящих из одного килограмма горячего), т. ч. будет также

$$\eta_i = \frac{632}{g_i B H} \dots \dots \dots (14)$$

Сравнивая формулы (14), (13), (5) и (2), получим

$$\eta_i = \eta_a \eta_t \eta_m \dots \dots \dots (15)$$

для случая газогенераторного двигателя, и

$$\eta_i = \eta_{it} \eta_m \dots \dots \dots (16)$$

для случая двигателя, работающего на жидком топливе или на газах металлургических процессов.

Коэффициент η_m тоже может быть разделен на два (как для паровых двигателей, так и для двигателей внутреннего сгорания). Можно именно представить себе некоторый идеальный двигатель, работающий в условиях рассматриваемого реального теплового двигателя. Такой воображаемый совершенный двигатель будет работать по некоторому циклу с коэффициентом полезного действия, который мы будем обозначать η_0 (коэффициент полезного действия идеального процесса).

Если назовем работу в килограммометрах, соответствующую расходу одного килограмма пара в идеальном процессе (или расходу в один килограмм топлива для двигателей внутреннего сгорания) через L_d , то будем иметь для рассматриваемого коэффициента выражения:

$$\eta_0 = \frac{L_d}{427 p} \dots \dots \dots (17)$$

(для парового двигателя)

$$\eta_0 = \frac{L_d}{427 H} \dots \dots \dots (18)$$

для двигателя внутреннего сгорания.

Отношение степени использования тепла в реальном индикаторном процессе к степени использования его в идеальном процессе, т. е. отношение $\frac{\eta_t}{\eta_o}$, называется относительным коэффициентом полезного действия ²⁾ и обозначается через η_g . Имеем:

$$\eta_g = \frac{\eta_t}{\eta_o} \dots \dots \dots (19)$$

т. е.

$$\eta_t = \eta_g \eta_o \dots \dots \dots (20)$$

Из выражений (17) и (10) получаем для паровых двигателей

$$\eta_g = \frac{632.427}{d_i L_d} = \frac{270000}{d_i L_d} \dots \dots \dots (21)$$

а для двигателей внутреннего сгорания:

$$\eta_g = \frac{632.427}{g_i L_d} = \frac{270000}{g_i L_d} \dots \dots \dots (22)$$

Отношение $\frac{270000}{L_d}$ имеет простое техническое значение как для паровой машины, так и для двигателя внутреннего сгорания: в первом случае это есть расход пара (в килогр.), во втором — расход топлива (в кгр. или в мм.) на один индикаторный сило-час при идеальном процессе. Называя эти расходы соответственно через d_o и G_a , получим соответственно для парового двигателя

$$\eta_g = \frac{d_o}{d_i} \dots \dots \dots (23)$$

и для двигателя внутреннего сгорания

$$\eta_g = \frac{g_o}{g_i} \dots \dots \dots (24)$$

Название и обозначение коэффициентов выбраны нами применительно к употребляющимся в технической литературе. К сожалению по

²⁾ Большинство немецких авторов называют его „Güteverhältniss“, „Gütegrad“, английские авторы называют его: „Efficiency ratio“.

отношению к наиболее важным из определенных выше коэффициентов (η_i , η_o , η_g) нет однообразия ни в названиях, ни в обозначениях, особенно в новой немецкой технической литературе. Так, например, старыми немецкими авторами (Вейраух, Цейнер) употребляется термин: „индикаторный коэффициент“ („indizierter Wirkungsgrad“) для обозначения того коэффициента, который у нас назван относительным коэффициентом п. д., более новые же писатели (Шюле, Дуббель, Гюльднер) прилагают название „индикаторный“ к коэффициенту, названному у нас (согласно с большинством немецких авторов и всеми английскими авторами) „термическим“ к. п. д. Иногда, правда, у этих новейших писателей к слову „indizierter“ прибавляется, как и у нас, второе прилагательное: „thermischer“. Такое же разногласие имеется и в обозначениях η_i и η_t . На это различие в определениях и обозначениях необходимо обращать внимание при чтении тех или иных сочинений. Ограничиваясь сделанными указаниями, укажем еще только на одно название для относительного коэффициента полезного действия, принятое у Стодола и сильно распространяющееся в новейшее время, именно: „термодинамический“ коэффициент полезного действия. Это название противопоставляется „термическому“ коэффициенту, определяемому Стодола так же, как это сделано у нас.

Приняв указанные обозначения, находим еще следующие важные соотношения между коэффициентами полезного действия:

а) Для паровых двигателей:

$$\eta = \frac{632}{G_e H} = \frac{g_i}{g_e} \frac{d_{i\mu}}{g_i H} \frac{L_d}{427\mu} \frac{270000}{d_i L_d}$$

т. е.

$$\eta = \eta_m \eta_k \eta_o \eta_g \dots \dots \dots (25)$$

в) Для двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидких топливах или газами металлургических процессов, светильным газом:

$$\eta = \eta_m \eta_o \eta_g \dots \dots \dots (26)$$

с) Для газогенераторных двигателей:

$$\eta = \eta_m \eta_a \eta_o \eta_g \dots \dots \dots (27)$$

2. Тепловые балансы и их графическое изображение. Выведенные нами коэффициенты не исчерпывают часто очень

сложной картины окончательного распределения тепла в самом двигателе, в разных вспомогательных аппаратах и в окружающей среде. Между тем крайне усовершенствованная техника наблюдений новейшего времени стремится именно дать возможно полную картину распределения тепла с учетом даже незначительных потерь.

Такие распределения тепла, получаемые при опытах с тепловыми установками, так называемые „тепловые балансы“, лучше всего могут быть изображены графически.

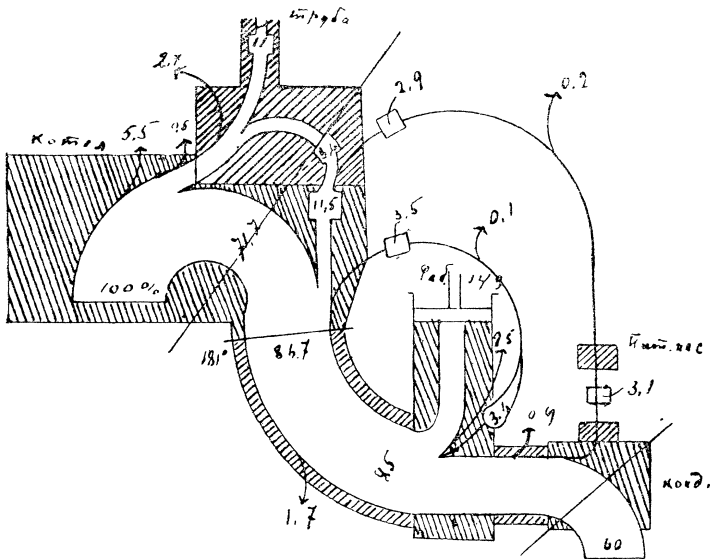
Эти графические изображения могут делаться разными способами. Одним из лучших таких приемов является способ, предложенный английским ученым Sankuey ¹⁾ и состоящий в том, что количества тепла, произведенные или использованные в различных частях тепловой установки в единицу времени изображаются каналами определенной ширины. Ширина эта может быть отмечена, как выражающая количество тепла. Для примера приводим такое изображение одного американского опыта с паровой машиной ²⁾ кампунд с конденсацией (фиг. 1-я).

Из чертежа видно, что из первоначальных 100%, полученных при сжигании топлива на решетке парового котла, 5,5% теряется вследствие лучеиспускания в котле, а затем тепловой поток делится на две части: верхняя, более узкая, проходит через экономайзер и уходит окончательно в дымовую трубу, а нижняя, более широкая (71,7%) идет в машину. В верхнем потоке 0,5% теряется по пути к экономайзеру, а затем поток разделяется на 3 части: 2,7% теряются через лучеиспускание, 11% — идут в дымовую трубу, а 3-я часть — 8,6% передается питательной воде и таким образом опять возвращается в котел, при чем еще соединяется с другими количествами тепла, тоже передаваемыми питательной воде, именно — 2,9% из конденсата и 3,5%, идущими из воды, получающейся в паровых рубашках. В общем получается добавочных 15%, которые соединяясь с первоначальными 71,7%, дают 86,7%. Потери в паропроводе составляет 1,7% и в цилиндр паровой машины попадает, следовательно, 85% первоначального количества тепла. Этот поток разделяется на четыре ветви: 14,9% преобразовывается в индикаторную работу, 3,6% — идут на конденсацию в паровой рубашке; 2,5% — на внешнее охлаждение; остальные 64% идут в конденсатор, где 0,9% идет на внешнее охлаждение; 3,1 остается в конденсаторе и 60% передаются охлаждающей воде.

¹⁾ Подробное изложение этого способа имеется в отчете Английской Комиссии по исследованию паровых машин, переведенном в статье Е. Мейера (Z. d. V. d. I. 1900 г.)

²⁾ Пример этот взят из книги Dalby, Steam Power, London, 1915, стр. 44.

Аналогичные изображения даются и для двигателей внутреннего сгорания ¹⁾, но в них обыкновенно картина распределения проще и потому прибегают к более простым приемам изображения. Примеры таких изображений приведены на фиг. 2 и 3-й, причем на фиг. 2-й распределение тепла дано для одного определенного опыта с бензиновым



Фиг. 1.

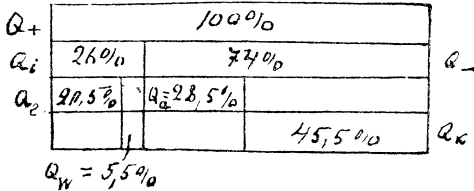
двигателем, а на фиг. 3-й изображено изменение теплового баланса при изменении нагрузки в опыте с 300-сильным газогенераторным двигателем Гюльднера. Количества тепла на фиг. 2 имеют следующее значение: Q_t — полное количество тепла, получающееся при сгорании топлива в двигателе; Q_i (25%) — количество тепла, преобразованное в индикаторную работу; из него Q_e (20,5%) преобразовывается в эффективную работу и Q_w (5,5%) уходит на работу вредных сопротивлений. Q — (76%), уже первоначально потерянные, распределяются так:

¹⁾ См. например, Riedler, Grossgasmaschinen.

Q_a (28,5%) уходит с отходящими газами и Q_k (45,5%)—с охлаждающей водой.

Фигура 3-ья не нуждается в пояснении.

Приведенные графические изображения чрезвычайно уясняют картину распределения тепла в тепловых силовых установках и находят широкое применение в новейшей технической литературе.



Фиг. 2.

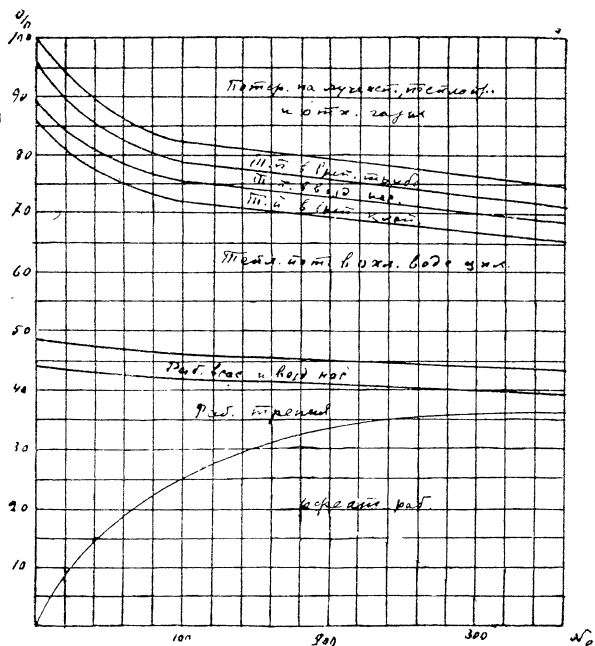
3. Идеальные процессы паровых двигателей. Понятие „идеального процесса“ не может, конечно, считаться совершенно определенным: оно есть результат известного соглашения, условия.

Для паровых двигателей основными условиями работы являются предельные давления, между которыми они работают: давление пара при впуске, p_0 , и давление при выпуске в конденсатор. Теория паровых машин первоначально была приспособлена преимущественно к машинам, работающим насыщенным паром. В этом случае постоянное давление совпадает с постоянной температурой; поэтому можно было говорить также об идеальном процессе паровой машины, как о процессе, происходящем между двумя изотермами. При этих условиях наивыгоднейшим процессом будет цикл Карно, который и принимался многими старыми авторами за идеальный цикл для паровой машины ¹⁾. Однако, между циклом Карно и процессами паровой машины, работающей насыщенным паром, существует крупное принципиальное различие, так как в холодильнике паровой машины охлаждение смеси пара и воды, полученной при адиабатическом расширении, продолжается до обращения всего пара в воду и совершенно отсутствует последняя часть цикла Карно — адиабатическое сжатие, которое, приводило бы смесь в начальное состояние. Вместо этого — в теоретическом процессе вода, полученная в холодильнике, возвращается к начальному состоянию путем нагревания при постоянном объеме. Таким образом получается, как идеальный процесс для паровых машин (притом безразлично для работающих насыщенным или перегретым паром) так называемый цикл Ренкина

¹⁾ Сам Карно в своем знаменитом сочинении: „Reflexions sur la force motrice du feu“ предположил указанный цикл именно, как теоретический цикл паровой машины, хотя, по неизученности в то время свойств водяного пара, делает вычисления для газов.

(так как он был положен в основание теории паровых машин этим ученым) ¹⁾. Этот цикл, изображенный на фиг. 4-ой, состоит таким образом из двух линий постоянного давления, соединенных одной адиабатой расширения и одной кривой испарения воды (практически — кривой при постоянном объеме, так как расширение воды при нагревании ее в пределах практически употребляемых температур чрезвычайно мало).

Цикл Ренкина принимается всеми за идеальный процесс в паровых турбинах. Английские авторы принимают его за идеальный процесс и для паровых машин ²⁾. В Германии же, по почину известного специалиста по термическим машинам, Е. Мейера ³⁾, за идеальный цикл паровой машины принимается цикл еще более приближающийся к условиям реального процесса: считаясь с тем обстоятельством, что в паровых машинах расширение никогда не бывает полным, в этом цикле продолжают адиабату расширения не до противудавления p_1 , а до некоторого давления $p'_1 > p_1$ (фиг. 5).



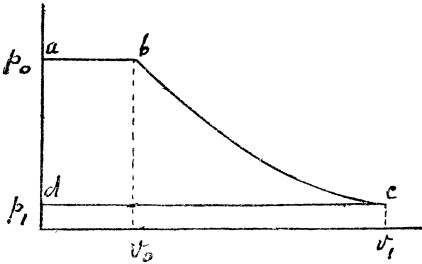
Фиг. 3.

¹⁾ В статье, напечатанной в журнале Philos. Trans. 1855 г. Несколько позже (1856 г.) этот же цикл был положен в основу теории паровой машины Clausius'ом: Die mechanische Wärmetheorie, I B. Abt. XI.

²⁾ См. например, Juchley, The Theory of Heat Engines, § 55, или Dalby, Steam Power, § 54.

³⁾ E. Meyer. Die Beurteilung der Kreisprozesse von Wärmekraftmaschinen Z. d. V. d. J. 1897 г. и Beurteilung der Dampfmaschine. Z. d. V. d. J. стр. 154, 1899 г. и стр. 539, 597; 1900 г.

Относительно такого цикла остается следовательно в силе только основное требование, вытекающее из 2-го закона термодинамики, именно отсутствие во всех частях его необратимых процессов. Как правильно замечает Стодола, требование это совпадает с тем, что



Фиг. 4.

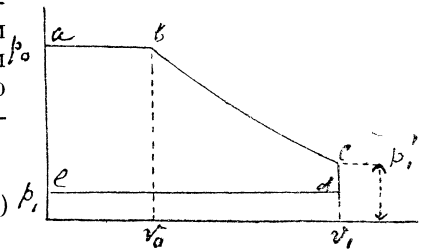
дается повседневным опытом и простым „здравым смыслом“. Практика машиностроения стремится к уменьшению в пределах возможного реальных причин необратимости: трения, торможения пара, конечной разности температур рабочего тела и других тел, с которыми оно приходит в соприкосновение, уменьшению пстерянной кинетической энергии и тепловых потерь всякого рода ¹⁾.

„Располагаемая работа“ 1 килгр. насыщенного пара, работающего по циклу Ренкина, находится очень просто, как разность теплот затраченных при процессе получения пара и при конденсации его. Затрата тепла в цикле Ренкина получается при обозначениях фиг. 4-й следующая: $q_0 - q_1 + r_0$ (если предположить, что пар в точке *b* сухой и насыщенный); q_0 и q_1 — теплоты жидкости, соответствующие давлениям p_0 и p_1 , r_0 — теплота испарения, соответствующая давлению p_0 . В конце адиабатического расширения (точка *C*) будем иметь пар уже не сухим, а влажным с пропорцией пара, определяемой по известному уравнению Цейнера из равенства энтропий в точках *b* и *c*:

$$\tau_0 + \frac{r_0}{T_0} = \tau_1 + \frac{x_c r_1}{T_1} \dots \dots (28)$$

Зная пропорцию пара x_c , найдем количество тепла, которое нужно отнять для обращения пара в воду: $r_1 x_c$. Таким образом искомая располагаемая работа в цикле Ренкина с насыщенным паром будет:

$$L_d = q_0 - q_1 + r_0 - r_1 x_c \dots \dots (29)$$



Фиг. 5.

¹⁾ Цикл этот проф. А. А. Брандтом и Ю. В. Ломоносовым удачно назван „практически идеальным“. В статье Heilmann'a: „Die Wärmeausnutzung der heutigen

Очевидно, что коэффициент полезного действия паровой машины, работающей по циклу Ренкина, будет:

$$\eta_o = \frac{q_o - q_x + r_o - r_x x_c}{q_o - q_x + r_o} \dots \dots \dots (30)$$

или, подставляя вместо x_c его значение из (28):

$$\eta_o = \frac{q_o - q_x + r_o - T_x \left(\tau_o - \tau_x + \frac{r_o}{T_o} \right)}{q_o - q_x + r_o} \dots \dots \dots (31)$$

Все величины, входящие в эту формулу, легко находятся по таблицам для насыщенных паров.

Из этой точной формулы легко можно найти упрощенную формулу, предложенную вышеупомянутой английской комиссией по исследованию паровых машин¹⁾.

$$\eta_o = \frac{(T_o - T_x) \left(1 + \frac{r_o}{T_o} \right) - T_x \log \frac{T_o}{T_x}}{T_o - T_x + r_o} \dots \dots \dots (32)$$

Не трудно также путем аналогичных рассуждений найти формулу для случая перегретого пара (до температуры t'):

$$\eta_o = \frac{q_o - q_x + r_o + C_{pm}(t' - t_o) - x_c r_x}{q_o + r_o + C_{pm}(t' - t_o)} \dots \dots \dots (33)$$

(C_{pm} — как и раньше обозначает среднюю теплоемкость между температурой насыщения, t_o , и температурой перегрева, t').

x_c определится из уравнения, выражающего равенство энтропий в начале и в конце адиабатического изменения:

$$\tau_o + \frac{r_o}{T_o} + C_{pm} \log \frac{T_x}{T_o} = \tau_x + \alpha_c \frac{r_x}{T_x} \dots \dots \dots (34)$$

(если бы получилось $x_c > 1$, то это свидетельствовало бы о том, что пар еще сохранил свое состояние перегрева, и тогда правая часть только что написанного уравнения должна была бы быть изменена по образцу левой части).

Dampfmaschine“ Z. d. V. d.J. 1911 г. цикл Ренкина называется „идеальным“, а цикл с неполным расширением — „циклом без потерь“; соответствующие коэффициенты называются: Thermodynamischer Wirkungsgrad u. Gütegrad.

¹⁾ Формула эта приведена в вышецитированной статье Е. Мейера.

Однако вычисления по этим формулам потеряли свое значение с тех пор, как во всеобщее употребление вошла диаграмма iS Моллье¹⁾, (применение ее вытеснило также ранее применявшуюся для той же цели электропическую диаграмму). Не вводя в подробное изложение свойств величины i , „теплосодержания“, припомним только, что его основное определение есть следующее:

$$i = U + A p v \dots \dots \dots (35)$$

где U — означает внутреннюю энергию пара (или вообще всякого тела), выраженную в тепловых единицах.

Имеем для работы, получаемой по циклу Ренкина, следующее выражение:

$$L_d = p_0 v_0 - p_1 v_1 + \text{раб. адиаб. рас.}$$

Но по первому закону термодинамики

$$\text{раб. адиаб. расшир.} = \frac{1}{A} (U_0 - U_1)$$

а следовательно

$$A L_d = (U_0 + A p_0 v_0) - (U_1 + A p_1 v_1)$$

т. е.

$$A L_d = i_0 - i_1 \dots \dots \dots (36)$$

отсюда уясняется значение величины i : разность значений i для начального и конечного состояния пара при адиабатическом изменении, составляющем часть цикла Ренкина, дает располагаемую работу в этом цикле. Искомый коэффициент полезного действия η_0 выразится так:

$$\eta_0 = \frac{i_0 - i_1}{\mu} \dots \dots \dots (37)$$

где μ может быть тоже легко выражена через величины i :

$$\mu = i_0 - i'_1 \dots \dots \dots (38)$$

где i'_1 — теплосодержание воды, соответствующее состоянию пара при выпуске.

¹⁾ Свойства ее много раз излагались на русском языке, например подробно в моей статье: „Новейшие исследования свойств водяного пара“, Вестн. Общ. Технол. (1914 г.).

Имея диаграмму iS , очень легко найти величины i_0 и i_1 , графически: точки b и c , как лежащие на одной адиабате, будут находиться в диаграмме iS на одной вертикали. Таким образом величина $i_0 - i_1$ будет просто на диаграмме изображаться вертикальным расстоянием между точками, изображающими начальное и конечное состояние пара при адиабатическом расширении. Начальное состояние пара получается по заданному давлению и температуре перегрева, если пар перегрет, или по данной пропорции пара, если он насыщен. Из точки этой проводится вертикаль до пересечения с кривой, соответствующей давлению выпуска. Указанное вертикальное расстояние между начальной и конечной точками нужно только измерить в масштабе величин i .

Что касается коэффициента полезного действия и работы, соответствующих процессу с неполным расширением, то для них без труда получаются формулы, однако сложные и неудобные для практического употребления. Шюле ¹⁾ предложил пользоваться и в этом случае диаграммой iS , вводя только довольно просто вычисленный добавочный член. На основании этих формул он дал таблицы как для циклов Ренкина (для паровых турбин), так и „практических идеальных“ для насыщенного и перегретого пара. Приводим только (стр. 27) данные, касающиеся циклов Ренкина, т. е. даже в новейшей немецкой литературе высказываются мнения о ненужности и излишней сложности вычислений коэффициента „практически идеального“ процесса ²⁾ и о желательности принятия цикла Ренкина за идеальный процесс и для паровых машин. Вычисления сделаны у Шюле для противодавления в конденсаторе p_1 , принятого равным 0,04 кгр. и для различных давлений выпуска p_0 до критического давления ($pk = 224,2 \text{ ат}$) при насыщенном и до 50 кгр./см². при перегретом паре.

Таблицы эти интересны в том отношении, что указывают на очень медленное возрастание коэффициента полезного действия цикла Ренкина с повышением давления за 25—30 кгр./см². Мы воспользуемся этими таблицами в дальнейших отделах книги.

4. Идеальные процессы двигателей внутреннего сгорания. В то время, как для паровых двигателей понятие идеального процесса является твердо установленным, а потому и коэффициент п. д. идеального процесса может быть легко найден по данным опыта и сравнен с найденным из опыта индикаторным термическим коэффициентом п. д. (т. е. найдено значение η_g), для двигателей внутреннего сгорания вопрос является гораздо менее выясненным. Это зависит

¹⁾ Schüle, Technische Lehrdynamik, 2-е изд., т. I стр. 400. См. также Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine, 1912, стр. 358 и след.

²⁾ R. Planck, Z. d. V. d. J. № 9, 1920 г.

от того, что состав смеси в период сжатия может быть весьма различен в разных двигателях в зависимости от сорта горючего, употребляемого в двигателе, и от количества входящего в состав смеси воздуха. Так же различны бывают и продукты сгорания. Кроме того—теплоемкости C_p и C_v и их отношение: $\frac{C_p}{C_v} = K$ тоже не являются постоянными величинами, а зависят от температуры, и притом зависимость эта тоже неодинакова для различных газов. Хотя для изучения этой зависимости в новейшее время сделано очень много, но все же вопрос этот нельзя считать окончательно выясненным. Кроме того принятие во внимание переменной теплоемкости чрезвычайно усложняет все формулы для нахождения коэффициента идеального процесса и заставляет прибегать к графическим методам для его нахождения; но графические методы, при многих своих преимуществах, удобны более для исследования отдельных конкретных случаев, чем для получения каких-либо заключений общего характера.

Таким образом общепринятого простого способа для вычисления коэффициента полезного действия идеального процесса двигателей внутреннего сгорания—в настоящее время нет и в обыкновенных отчетах об испытаниях двигателей внутреннего сгорания сравнение реального двигателя с идеальным обыкновенно не делается.

В теоретических же исследованиях, конечно, сделано много нового и важного для изучения отдельных частей процессов, происходящих в двигателях внутреннего сгорания и для построения теоретическим путем их диаграмм, представляющих идеальные схемы соответствующих процессов.

Английская Комиссия по исследованию паровых двигателей предлагает ¹⁾ сравнивать процессы, имеющие в них место, с процессами, которые получились бы, если бы в двигателях работал чистый воздух, который получал бы извне теплоту, в количестве, соответствующем теплотворной способности фактически сгорающего за каждый цикл топлива. Такой коэффициент полезного действия называется „коэффициентом, отнесенным к воздушному образцу“ („Air-Standard efficiency“). Он находится по общеизвестным формулам, как для цикла с моментальным сгоранием, так и для цикла с постепенным сгоранием. Имеем именно:

а) Для двигателя с моментальным сгоранием

$$\eta_0 = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \dots \dots \dots (39)$$

¹⁾ Proc. of the Inst. of Civ. Eng. Vol. 163, 1905/6 стр. 241.

Величины коэффициентов γ_0 полезного действия циклов Ренкина для паровых двигателей.

А) Насыщенный пар.

P_0	$\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$	абс. .	1	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	70	80	90	100	110	120
AL_D	$\frac{\text{кал.}}{\text{кгр.}}$	109,5	167,3	190,8	204,5	214,4	223	229	234,5	238,5	244,4	248,4	251	251,8	251,5	250,8	249,8	248
γ_0	0,171	0,255	0,288	0,306	0,318	0,330	0,338	0,346	0,357	0,360	0,367	0,373	0,378	0,380	0,384	0,385	0,388	
P_0	$\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$	абс. .	130	150	180	200	220	214,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
AL_D	246	241,5	232	224	206	188,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
γ_0	0,389	0,391	0,393	0,392	0,387	0,378	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

В) Перегретый пар (до 350° С).

P_0	$\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$	1	2	5	8	10	13	15	18	20	25	30	35	40	45	50
AL_D	$\frac{\text{кал.}}{\text{кгр.}}$	156	177	208	222	229	237	241	246	249	257	262	268	271	273	275
γ_0	0,207	0,234	0,276	0,294	0,305	0,315	0,320	0,326,	0,331	0,342	0,350	0,358	0,364	0,367	0,370	

где ε — степень сжатия, соответствующего данному процессу и k — показатель адиабаты расширения и сжатия.

в) Для двигателя с постепенным сгоранием (Дизель-мотора)

$$\eta_{ю} = 1 - \frac{1}{k\varepsilon^k - 1} \cdot \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1} \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad (40)$$

где ε и k имеют те же значения, что и в формуле (39), а ρ — есть „степень наполнения“ ¹⁾, т. е. отношение объемов, соответствующих концу и началу сгорания.

В этих формулах надо принимать (для воздуха, строго следуя понятию „воздушного образца“)

$$k = 1,41.$$

Приняв это значение для k , получаем следующие таблицы для величины η в зависимости от ε и ρ :

а) для двигателей с моментальным сгоранием.

$\varepsilon =$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta =$	0,248	0,363	0,434	0,483	0,520	0,550	0,574	0,594	0,611

в) для Дизель-моторов при $\varepsilon = 13$

$\rho =$	1,50	1,75	2,0	2,25	2,50	2,75	3,0
$\eta =$	0,616	0,602	0,588	0,576	0,564	0,552	0,540.

У только что изложенного критерия есть два больших достоинства: он во 1-х очень прост, во 2-х приводит к заключению, вполне оправдываемому практикой двигателей, что для достижения экономии в двигателях с моментальным сгоранием „нужно брать бедные смеси и сжимать до возможно высокого давления“ ²⁾, а в двигателях с постепенным сгоранием — брать малые величины ρ .

Для большего согласования с действительностью многие авторы применяют этот же простой критерий, но с другим показателем в формулах для кривых сжатия и расширения. Однако в этом отношении нет единообразия, и величины для этих показателей берутся разные.

¹⁾ Термин этот употребляет проф. Г. А. Гельд в вышецитированной книге: „Судовые двигатели Дизеля“ стр. 60. Вывод формул (39) и (40) имеется во всяком учебнике; см., например, Шюле: „Техническая термодинамика“, стр. 112—113.

²⁾ Формулировка Н. Güldner'a: Verbrennungskraftmaschinen, 3 изд., стр. 16.

В известной книге Шёттлера ¹⁾ имеется большое количество расчетов для двигателей с моментальным сгоранием, сделанных с величинами $k=1,37$ и $1,357$; для бедных смесей он берет, как для воздуха $k=1,41$. В Дизель-моторах проф. Г. А. Гельд ²⁾ рекомендует брать для показателя политропы сжатия, k , величину $1,30—1,32$, если поршень не охлаждается и величину $—1,35$, если поршень охлаждается, а для политропы расширения — величину $1,35$.

Очень интересны в этом отношении новейшие работы Рикардо, Тизара и Пай ³⁾, которые хотят сохранить для работы идеального двигателя (с моментальным сгоранием) такой же вид, как и для случая воздуха даже при принятии во внимание переменной теплоемкости смеси и частичной диссоциации ее при высокой температуре. Рикардо принимает именно для коэффициента полезного действия идеального двигателя выражение (в наших обозначениях):

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,245}} \dots \dots \dots (41)$$

(ε — степень сжатия).

Наибольший же достижимый практически коэффициент равен по его мнению

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,25}} \dots \dots \dots (42)$$

Заметим, что этот вид формулы и почти то же значение для показателя был дан раньше в известной книге Вимпериса ⁴⁾, который называет такой коэффициент, в отличие от предыдущего, „коэффициентом, отнесенным к газовому образцу“ (Gas-Standard):

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,3}} \dots \dots \dots (43)$$

Этот коэффициент по его мнению составляет около 80% коэффициента, отнесенного к воздушному образцу: по исследованиям же

¹⁾ Schöttler. Die Gasmachine, 5-е изд., 1909 г., гл. 20-я.

²⁾ В цитиров. книге, стр. 61.

³⁾ Ricardo. Some possible Lines of Development of Aircraft Engines. Engineering-стр. 28, январь 7, 1921 г. Tuzard and Pye. Specific Heat and Dissociation in Internal Combustion Engines. Engineering, стр. 325, сентябрь 3, 1920 г. коэффициенты в этой последней работе несколько отличаются от коэффициентов проводимых у Рикардо.

⁴⁾ Wimperis. The internal-combustion Engine. London, 1915 г.

Asakawa ¹⁾ индикаторный термический коэффициент полезного действия действительного испытанного им двигателя оказался при обыкновенных сжатиях около 85% только что приведенного коэффициента, отнесенного к газовому образцу.

Наряду с этими упрощенными формулами для коэффициентов идеального процесса мы встречаем и более сложные и подробные расчеты, иногда отнесенные к специально определенным из опыта же для данного двигателя теплоемкостям ²⁾.

В новейшее время в английской литературе получают распространение из этих сложных формул — формулы Вимпериса, Лис и Уокера. Формула Вимпериса ³⁾ относится к двигателям с моментальным сгоранием и имеет целью выразить „истинный“ коэффициент полезного действия идеального двигателя этой категории, η' , через коэффициент η , отнесенный к воздуху („Air-Standard-Efficiency“). Теплоемкости C_p и C_v предполагаются линейными функциями температуры (как это обыкновенно принимается в технической термодинамике):

$$C_v = \beta_1 + sT \dots \dots \dots (43)$$

Назвав T_0 абсолютную температуру всасывания, а T_2 наивысшую температуру цикла он дает искомой формуле вид:

$$\eta^i = \eta \left[1 - \frac{s}{2\beta_1} (1 - \eta) (T_2 + T_0) \right] \dots \dots \dots (44)$$

η находится для данного двигателя по формуле (39), T_0 — вообще обыкновенно задается для двигателя (или известно из данных опыта); так же из данных опыта можно найти температуру T_2 (если определить постоянную R в уравнении состояния по составу продуктов сгорания).

Таким образом формула эта может быть сравнительно без большого труда применяема.

¹⁾ Reports of the British Association 1915 г.

²⁾ Такие очень тщательно исполненные расчеты теоретического характера имеются для Дизель-моторов в вышецитированной книге проф. Г. А. Гельда гл. IV. Опытное определение C_p и C_v для смеси в Дизель-моторе и нахождение коэффициента соответственного идеального процесса сделано Мюнцингером, Forschungsarbeiten № 174.

³⁾ Она дана в цитиров. книге: Wimperis. The Internal Combustion Engine, стр. 86. Она прививается и другими английскими авторами, например, In chley. The Theory of Heat Engines, § 191.

Аналогичную формулу дал Лис для Дизель-мотора ¹⁾. Он полагает

$$\begin{aligned} C_p &= A_1 + \beta T \\ C_v &= A_2 + \beta T \end{aligned}$$

и
$$\frac{\beta}{A_2} = \lambda$$

Тогда он получает приближенное выражение для коэффициента полезного действия идеального процесса при переменных теплоемкостях η в следующей формуле (η' — коэффициент для постоянных теплоемкостей):

$$\begin{aligned} \eta = \eta' - \frac{\lambda T_0}{\varepsilon^k - 1} \frac{1}{(\rho - 1) k} \left[\varepsilon^k (1 + \rho \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^k) + \right. \\ \left. + \frac{\varepsilon^{k-1}}{2} \left\{ \varepsilon^k - 1 + \varepsilon^{k-1} \left(2 - \frac{\rho + 1}{k} \right) \right\} \right] \dots \dots (45) \end{aligned}$$

Чтобы показать, насколько велико влияние этого поправочного члена приводим цифры из примера данного Лис.

Коэффициент η' полезного действия, отнесенный к воздушному образцу, при $k=1,4$, $\varepsilon=12$, $\rho=2,5$ будет равен $0,56$, поправочный член при $T_0=400^\circ C$ и

$$C_v = 0,180 + 0,000051 T$$

будет равен $0,137$; это дает для η значение:

$$\eta = 0,423.$$

Как видим, разница между η' и η довольно велика. Наконец, в многочисленных работах Уокера ²⁾ даются коэффициенты полезного действия обобщенного процесса, предложенного Сабате, заключающего как сгорание при постоянном объеме, так и при постоянном давлении.

¹⁾ Lees. The Effect of Variation of specific Heat with Temperature on the theoretical Efficiency of the Diesel Engine. Engineering, стр. 3 — 4, январь 1/1915 г.

²⁾ Walker. Thermodynamic Cycles in Relation to the Design and Future Development of the Internal Combustion Engines. Journ. of the Inst of Mech. Engin. Февраль 1921. Ср. также Engineering, стр. 109, апрель 9, 1920 г. Philosophic Magazine, Сентябрь 1917 г. Основная формула для постоянных теплоемкостей дана была Зейлигером еще в 1911 г. (Z. d. V. d. I. стр. 627, 1911 г.), в 1922 году появилась новая работа Зейлигера по этому же вопросу (Z. d. V. d. J, № 1 1922 г.).

Все приведенные формулы, равно как и более сложные расчеты, приводят к заключению, что коэффициент полезного действия идеального процесса, вычисленного при переменных теплоемкостях, меньше чем такой же коэффициент, вычисленный для постоянных теплоемкостей (как для двигателей с моментальным сгоранием, так и для Дизель - моторов). Наоборот, приближение реального процесса (по нашей терминологии „относительный коэффициент полезного действия“) получается больше при переменных, чем при постоянных теплоемкостях. Так, например, если принять средние цифры, приведенные в вышеприведенной работе Asakawa, то получим коэффициент полезного действия идеального процесса, отнесенный к газовому образцу $= 0,80$ коэфф. полезн. д. идеального процесса, отнесенного к воздуху; индикаторный же термический коэффициент полезного действия составляет $0,85$ первого. Это и будет относительным коэффициентом полезного действия, если за идеальный процесс принять процесс с „газовым образцом“.

Если же взять „воздушный образец“, относительный коэффициент будет только $0,85 \cdot 0,80 = 0,68^1$).

Из нашего обзора различных процессов, предлагавшихся, как идеальные для двигателей внутреннего сгорания и формул, выражающих их коэффициенты полезного действия, видно, что в этой области происходит так же, как и в области паровых двигателей, постепенное сближение между теоретическим и реальным процессом. Значение этих исследований состоит больше в этом сближении теоретического и практического процессов и в вытекающей отсюда возможности теоретического расчета двигателей внутреннего сгорания, чем в установлении стандарта для сравнения с опытными результатами. Поэтому мы ограничимся вышесказанным и не будем касаться более сложных подсчетов, связанных с физико-химией вообще и с теоремой Нернста в частности.

¹⁾ В новой книге Law Heat Enidnes, London 1920, стр. 519 и 517 второй и приведенных относительных коэффициентов, т. е. отношение индикаторного термического коэффициента реального процесса к идеальному воздушному процессу называется „относительным коэффициентом п. д. (relative efficiency), а первый (взятый по отношению к газовому процессу) — „отношением коэффициентов“ (efficiency ratio).

ГЛАВА II.

Современные типы тепловых двигателей и использование в них тепла.

5. Паровые машины. Кульминационный пункт в развитии собственно паровых машин может считаться пережденным уже в первом десятилетии текущего столетия: к началу этого периода с одной стороны были применены все усовершенствования, ведущие к уменьшению расхода пара (расширение во многих цилиндрах, высоко перегретый пар, усовершенствованные парораспределения и пр.), с другой стороны—паровые машины нераздельно владели силовым снабжением всей крупной промышленности, электротехники и кораблестроения. К этому времени были созданы типы машин, дающих наилучшее использование тепла и с тех пор можно отметить только один крупный прогресс в конструкции паровых машин, именно создание и распространение так называемых „прямоточных“ машин Штумпфа, появившихся около 1908 г. и еще до войны завоевавших всеобщее признание.

Но зато колоссальные и быстрые успехи турбиностроения совершенно вытеснили паровые машины из области крупных электрических станций, и отчасти и кораблестроения (военного); с другой стороны— в силовых установках мелких и средних мощностей и в торговом судостроении на паровых машинах сильно сказывается конкуренция двигателей внутреннего сгорания. Все эти обстоятельства приводят к тому результату, что паровые машины не привлекают к себе прежнего внимания в технической литературе¹⁾ и приходится в примерах наилучшего использования тепла часто приводить примеры из довоенной литературы.

Такое использование мы находим прежде всего в больших машинах тройного расширения, построенных заводом Зульцер и Герлицким машиностроительным для Берлинских электрических станций.

¹⁾ Исключение составляют опыты с паровой машиной исключительно (высокого давления) до 60 атм., (произведенные W. Schmidt'ом и опубликованные в 1921 г.) Z. d. V. d. I., №№ 38, 39, 40, 41; 1921 г., о них мы будем говорить в следующей главе.

Сведения об этих машинах помещены в журнале *Z. d. V. d. J.* за 1902 г.¹⁾ и 1905 г.²⁾. Стодола приводит³⁾ данным, сообщенным ему фирмой, для одной из этих машин (в 3000 л. с.) следующий расчет коэффициентов полезного действия: расход тепла на одну лошадиную силу-час равен 2850 калор., коэффициент механического полезного действия $\eta_m = 0,94$ и коэффициент п. д. котла (вместе с паропроводом) $\eta_k = 0,8$. Тогда получается расход в калор. в час на эффективную силу, отнесенный к топливу, равный 3560. Полный экономический коэффициент полезного действия η будет:

$$\eta = \frac{632}{3560} = 0,178$$

т. е. получается утилизация в 17,8%. Эта цифра вообще не превзойдена ни в каких испытаниях, исполненных с паровыми машинами⁴⁾.

Наиболее близкими к этой цифре являются результаты, достигнутые в локомотивах Ланца и Вольфа с высоко-перегретым паром.

Локомотивы Вольфа несколько раз меняли свою конструкцию, исходя из результатов очень тщательных предварительных опытов, всегда научно и широко поставленных. Не входя в изложение более ранней истории этого локомотива⁵⁾ скажем только, что особенной известностью в технической литературе пользовался тип 1908 г., который испытывался целым рядом самых выдающихся немецких и других ученых и инженеров и обществ по надзору за паровыми котлами, например Гутермунтом и Ватцингером, Бурсталлем в Лондоне, Магдебургским обществом по надзору за паровыми котлами и др. Отличительной особенностью этого типа является двойное расширение пара (тендем - при малых, компоунд—при больших мощностях), при высоком начальном давлении (до 15 атм. по манометру) и большом перегреве (до 320° и выше) и применении промежуточного перегрева пара при переходе из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления, для чего пар пропускается по трубам небольшого диаметра, расположенным в дымовой камере.

¹⁾ Стр. 187.

²⁾ Стр. 1411.

³⁾ Stödola, *Dampf- und Gasturbinen*, стр. 1075. Можно думать, что Стодола оценивает результаты, данные этой машиной, слишком благоприятно.

⁴⁾ Если не считать экспериментальной паровой машины Schmidt'a высокого давления, упомянутой выше, и опытов с особенно высоким перегревом пара (до 450°), сделанных Heilmann'ом и Doerfel'ем в 1911 г.

⁵⁾ Изложенной в специальном сочинении: „Die Maschinenfabrik R. Wolf“, изданном к 50-ти летнему юбилею фирмы Вольф в 1912 г.

С 1912 г. после больших опытов, произведенных Heilmann'ом и Doerffel'em ¹⁾ введена была новая конструкция без промежуточного перегрева и с устройством цилиндра низкого давления в виде прямооточной машины (с выпуском через отверстия посредине цилиндра, открываемые поршнем).

Результаты получались тоже не уступающие прежним (что подтверждается данными в новейшем сообщении, сделанном по поводу доклада Hartmann'a об опытах с машиной высокого давления в 1921 г. ²⁾). В опытах Heilmann'a и Doerffel'я было выяснено влияние разных обстоятельств работы на расход пара: работы с конденсацией и без нее, включения и невключения промежуточного перегревателя, различной высоты вакуума, степени нагрузки машины, но особенно тщательно исследовалось влияние высоты перегрева, с которыми в опытах доходили до 450°. Эти данные мы сейчас не будем приводить, так как такие степени перегрева не вошли в обыкновенную практику локомотивей Вольфа. Эти данные лучше использовать тогда, когда будем говорить о работе машин при исключительных условиях. Здесь же мы приведем подробно данные об опытах Гутермута 1908 г. ³⁾ над локомотивом с промежуточным перегревом пара, причем кстати выяснится способ получения коэффициентов полезного действия, введенных в I-й главе.

а) данные, касающиеся котла.

1) Давление пара в котле (манометр)	$\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$	15,15
2) Температура насыщ. пара соответств. давлению p_e =		
	$= 16,15 \frac{\text{кгр.}^\circ}{\text{см}^2 \text{C}}$	200
3) Температура перегретого пара	$^\circ \text{C}$	329
4) Температура питательной воды	$^\circ \text{C}$	49
5) Затрата тепла на испарение 1 кгр. пара $\lambda - q_0$	калор.	622
6) " " перегрев, $C_{pm} (t' - t_s)$	"	99
7) Полная затрата тепла, $\mu = \lambda - 90 + C_{pm} (t' - t_s) - q_0$	калор.	721
8) Расход топлива в час на 1 инд. лош. силу	кгр.	0,450
9) " " " " эфф. " " "	" " "	0,474

¹⁾ Heilmann Die Wärmeausnutzung der heutigen Kolbendampfmaschine. Z. d. V. d. J. №№ 23, 24, 25; 1911 г.

²⁾ Z. d. V. d. J. №№ 38, 39, 40; 1921 г.

³⁾ Gutermuth und Watzinger. Versuche mit einer Heissdampf Lokomotive von R. Wolf. Z. d. V. d. J. 1908 г. II. Мы берем данные прямо из таблиц Гутермута, не пересчитывая их по новым таблицам водяного пара. Разницы получились бы незначительные.

- 10) Теплотворная способность топлива, Н—кал. 7716
 11) Испарение, приходящееся на 1 кгр. топлива, кгр. 3,32
 12) Коэффициент полезного действия котла $\eta_k = \frac{721,8,32}{7716} = . . . 0,777$

в) Данные, касающиеся машины.

- 1) Расход пара на 1 инд. л. с. в час, d_i , кгр. 3,73
 2) " " " " " " " " d_e , " 3,95
 3) Индикаторная мощность N_i , л. с. 110,7
 4) Эффективная " " N_e , " 104,8
 5) Коэффициент мех. полезн. д. $\eta_m = \frac{104,8}{110,7} = 0,946$
 6) Давление в конденсаторе p_1 , $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. 0,36
 7) Теплота 1 кгр. пара, могущая быть преобразованной в работу по циклу Ренкина между указанными пределами $i_0 - i_1$, 213,5
 8) Коэффициент идеального процесса $\eta_o = \frac{i_0 - i_1}{\mu}$ 0,30
 9) Термический индикаторный коэфф. пол. д. $\eta_t =$
 $= \frac{632}{(i_0 - i_1)d_i} = 0,235$
 10) Относительный коэффициент полезного действия $\eta_g = \frac{\eta_t}{\eta_o} = 0,78$

Отсюда находим полный коэффициент полезного действия:

$$\eta = 0,777 \cdot 0,78 \cdot 0,30 \cdot 0,946 = 0,173$$

Таким образом мы получаем почти такой же полный коэффициент, как для машины Зульцера, о которой мы говорим выше, т. е. около 17%. Это число можно принять, как наибольшее использование тепла, достигнутое в паровой машине при давлениях и перегревах, употребительных в современной практике этих машин.

Аналогичные результаты можно найти и в локомотивных машинах Ланца, являющихся конкурентами локомотивов Вольфа (о них можно сказать только несколько слов, т. к. новейших сведений о них не встречается, и они сохранили свой довоенный тип). Эти локомотивы отличаются от локомотивов Вольфа (конструкции 1908 г.) тем, что работают без промежуточного перегрева; распределение у них клапанное Лейтца. Из многочисленных испытаний, произведенных над этими локомотивами, можно указать на окончательные результаты только некоторых.

	Темпер. пар С °	Расход пара в час на 1 ин. с.	Расх. угля в час на кажд. кгр.
Проф. Иоссе ¹⁾	354,5	4,27	0,524
„ Шретер	360	4,43	0,5
„ Грассман.	—	3,37	0,366

Расход пара и угля в опытах Иоссе и Шретера несколько выше, чем в вышеописанных опытах с локобилем Вольфа; поэтому полный коэффициент полезного действия, η , получается несколько меньше, а именно для локобиля Ланца в этих опытах получились такие величины отдельных коэффициентов: $\eta_k = 0,8$; $\eta_m = 0,928$;

$$\eta_t = 0,208; \eta_o = 0,291; \eta_y = 0,715$$

$$\eta = 0,8 \cdot 0,715 \cdot 0,291 \cdot 0,928 = 0,154$$

К сожалению об опытах Grassmann'a нет подробных данных, почему нельзя сделать для него подробного расчета, который был бы более благоприятным, для локобилей Ланца.

В начале девятисотых годов большой интерес возбудили машины завода Van den Kerhove с распределением при помощи поршеньков, управляемых внешними распределительными органами, вполне схожими с клапаннми машинами. В виду размещения этих поршеньков в крышках цилиндров, вредное пространство получалось у этих машин очень малым, и система эта позволяла применять очень высокий перегрев, до 350°. Опыты, произведенные с такой машиной двойного расширения профессором Шретером ²⁾, дали следующие результаты:

(Опыт № 16 с наибольшим перегревом):

Давление впуска, p_o , $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс.	10,28
Температура пара при впуске ° С	352,8
Величина перегрева „	172,7
Давление в конденсаторе $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс	0,07
Коэффициент теоретич. процесса, η_o	0,297
Расход тепла в час на 1 инд. л. с., кал.	2,919
Индикаторн. термич. коэффициент полезного действия η_t	0,218
Относительный коэффициент пол. д., η_y	0,734
Коэффициент механ. полезн. действ. η_m	0,87

¹⁾ Z. d. V. d. J. 1908 г. II, стр. 1472.

²⁾ Mitt. über Forschungsarbeiten № 19.

Если принять коэффициент полезн. дейст. котла (как и для локомотивов) равным 0,8, то получили бы для полного экономического коэффициента полезного действия, η , значение

$$\eta = 0,8 \cdot 0,297 \cdot 0,734 \cdot 0,87 = 0,152$$

т. е. около 15% — та же величина, что и для локомотива Ланца. Из типов, имеющих современное значение, нам надо остановиться на прамоторных машинах Штумпфа. Машины эти получили полное свое развитие, как было уже указано, до войны. Основная идея Штумпфа — устранить перемену в направлении движения пара путем устройства выпускных отверстий в середине цилиндра и открытия их поршнем ¹⁾ (как в двухтактных двигателях внутреннего сгорания). Вследствие этого должна уменьшиться начальная конденсация и сделается возможным (правда, при высоком перегреве) употреблять в одноцилиндровой машине большие расширения при расходах пара, не больших (или даже меньших), чем в машинах многократного расширения. Кроме того при этом получают большие конструктивные удобства: отсутствие выпускных клапанов (в первоначальном типе) и другие.

На самом деле у конструкции этой оказались и другие достоинства, например, крайнее уменьшение объема вредного пространства и его поверхности: объем вредного пространства доходит в этих машинах теперь до 2%, а поверхность вредного пространства мало отличается от наименьшей возможной величины ($2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$). Уменьшаются также потери на торможение пара и на пропускание пара ²⁾. Все эти обстоятельства, вместе с основным достоинством, уменьшением начальной конденсации при впуске, повели к очень малому расходу пара в машинах Штумпфа, доходящему до цифры 4,3 в машине в 265 лш. сил датского завода Бурместер и Вайн ³⁾ при давлении впуска 9,75 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}}$ абс. и температуре пара в 350°, что соответствует индикаторному термическому коэффициенту в 20,5% и полному экономическому в 15% (если принять коэффициент механического полезного действия, η_m , в 0,91 и коэффициент

¹⁾ Английские авторы приписывают идею эту английскому изобретателю Todd'y, взявшему соответственный патент еще в 1886 году, но не осуществившему его. См. Low. Heat engines, § 183.

²⁾ Bonin. Die neuere Entwicklung der Gleichstromdampfmaschine. E. u. M. стр. 88, Февраль 19, 1922 г.

³⁾ См. сводку опытов с машинами постоянного тока, сделанную Heilmann'ом в Z. d. V. d. J. стр. 1028—29, 1911 г.

полезного действия котла η_k в 0,8). Такой же расход, 4,3 кг. в час на л. с., получился в одной из машин постоянного тока Зульцера в 475 л. с. при давлении около 12 атм. и температуре пара в 345° С¹⁾. Эти цифры не превзойдены и новейшими испытаниями.

Следует отметить в заключение относительно машин постоянного тока, что они представляют в настоящее время самый жизненный тип стационарной паровой машины (не говоря, конечно, о локомотивах с перегретым паром, которые тоже продолжают чрезвычайно успешно развиваться, несмотря на конкуренцию прочих видов двигателей). В немецких, английских и американских журналах после военного времени находится целый ряд описаний новейших прямоточных машин, построенных в этих странах²⁾. Особенное значение они получили в некоторых специальных областях, например, как рудоподъемные и прокатные, т. к. применение здесь машин многократного расширения представляет некоторые неудобства. Постепенно развивается также приложение их к паровозам³⁾.

В разбор конструктивных особенностей новых прямоточных машин мы не можем входить, при всем их большом интересе.

П а р о в о з ы. Особое место среди паровых машин занимают машины паровозные: во 1-х — в этой области до самого новейшего времени паровая машина сохранила свое полное господство, во 2-х — экономическое значение хорошей утилизации тепла в паровозе чрезвычайно велико, так как железнодорожный транспорт является одним из главных потребителей топлива и в 3-х — экономический коэффициент паровозной машины очень низок по сравнению с лучшими стационарными паровыми машинами.

Приводим интересные данные, касающиеся паровозов, для довоенного времени, содержащиеся в только что вышедшем сочинении инженера А. Шелеста⁴⁾.

Он приводит данные для России за последние довоенные годы об общей добыче минерального топлива и о потреблении его железными дорогами, причем получается такая картина:

¹⁾ Dalby, Steam Power, стр. 304—305.

²⁾ См. например, Dingt. Pol. Journ. Март 1922; „Gleichstrom-Walzenzug Maschine-Jud. und Technik“ — Январь 1922; 200 Horse-Power Uniflow Steam-Engine, Engineer, стр. 222 — 224, 226, Авг. 1921; Engineering, стр. 104 — 105 (машина завода Robey), 1920 г.; Engineering, Февраль 3, 1922 г. (машина в 300 л. с.) и др. Интересны также данные французского обзора „La production et l'utilisation de la vapeur comme source de force mécanique, Techn. mod.“; Декабрь 1922 г.

³⁾ См. чрезвычайно интересную диссертацию Meineke: Die Anwendung des Gleichstroms auf die Lokomotivdampfmaschine 1921 г., которая любезно была мне прислана проф. А. И. Белогожским.

⁴⁾ A. Schelest. Probleme der wirtschaftlichen Lokomotiven, Leipzig 1923 г.

	1910 г.	1911 г.	1912 г.	1913 г.
	Общая добыча.	Общая добыча.	Общая добыча.	Общая добыча.
	Железн. дор. паровозы.	Железн. дор. паровозы.	Железн дор. паровозы.	Железн. дор. паровозы.
	Прочее потребл.	Прочее потребл.	Прочее потребл.	Прочее потребл.
Уголь из Дон. обл. мил-лионы тонн	16,7	3,54	4,12	20,0
Уголь из Дюбр. обл.	5,6	0,77	0,87	5,92
Других русск. источн.	2,66	1,42	1,71	2,64
Иностр. уголь	4,26	0,04	0,06	4,6
	0,04	0,04	0,04	0,04
	5,32	0,04	0,05	5,32
Всего	29,22	5,57	6,76	33,16
	5,98	7,06	35,56	6,99
	8,15	44,3	8,25	9,57
Нефть и мазут	9,63	1,71	1,92	9,16
Дрова	—	2,27	4,83	—
	—	2,31	4,88	—
	—	2,31	4,72	—
	—	1,71	4,04	—

Таким образом мы видим, что в России тратилось в эти годы на железных дорогах вообще (т. е. включая расходы на отопление, освещение, мастерские, и т. п.) несколько больше трети всего добываемого и получаемого из за границы каменного угля и тоже больше трети всего количества жидкого топлива; специально же на работу паровозов расходовалось около одной пятой части всего имеющегося в распоряжении минерального топлива. По приблизительной оценке инженера Шелеста для всего мира получается общая добыча минерального топлива около 1400 миллионов тонн, из которых в паровозах тратится 250 — 280 миллионов тонн, т. е. тоже около одной пятой части. Поэтому действительно всякое улучшение в утилизации тепла паровозами должно играть весьма существенную роль в экономическом жизни всего мира и отдельных стран. Посмотрим, какие же результаты достигнуты в отношении утилизации тепла современными паровозами. Мы приведем ниже данные испытаний одного из самых современных паровозов (пассажирский паровоз типа 2—3—0 серии К 4 Московско-Казанской железной дороги); опыты проф. Ю. В. Ломоносова, исполненные в 1915 г. в обработке инж. А. Шелеста, заменив только его обозначения коэффициентов своими ¹⁾

¹⁾ Цитир. сочинен. стр. 10. Автор тоже жалуется на разнообразие в названиях и обозначениях коэффициентов у различных авторов; выбранные им обозначения резко расходятся с выбранными мною, что надо иметь в виду при чтении его книги.

(и ограничившись приведением из большой таблицы самых необходимых данных). Условия опытов были такие: открытый регулятор ($p = 1$), степень наполнения $\varepsilon = 0,25$; $p_k = 14 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ (абсол.) и $t' = 380^\circ \text{C}$. Опыты производились при различной скорости гаровоза.

Скорость в килом. в час.	10	20	40	60	80	100
1) Индикаторн мощн. л. с.	251	472	815	1052	1230	1390
2) Расход на одну л. с. в час кгр.	10,8	9,5	8,0	7,2	6,8	6,7
3) Паропронзв. в час на 1 м ² пов. пагр. кгр.	16,5	27	38	45	49	54
4) Колич. сжиг. топлива в час на 1 м ² решетки, кгр.	80	135	195	235	260	295
5) Коэффиц. полезн. д. котла.	0,75	0,78	0,77	0,76	0,75	0,73
6) Коэфф. пол. д. ид. проц.	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18
7) Относ. коэфф. пол. дейст.	0,42	0,48	0,57	0,63	0,67	0,68
8) Механ. коэфф. пол. д. машин паров.	0,925	0,915	0,91	0,88	0,85	0,83
9) Коэффиц. полезн. дейст. повозки	0,97	0,96	0,92	0,87	0,79	0,71
10) Полный эконо. коэфф. пол. д. паровоза	0,051	0,059	0,066	0,066	0,062	0,052

Как видно из этой таблицы, наивыгоднейшие результаты получаются при скоростях в пределах 40—60 километр. в час, но и в этом случае получается утилизация только 6,6% теплотворной способности топлива, т. е. результат значительно более низкий, чем для средних условий работы стационарных паровых машин, работающих с конденсацией. Заметим, что порядок этой цифры совпадает с данными других исследователей. Для сравнения укажем, что утилизация (индикаторная) теплоты пара в паровозной машине получается (в рассматриваемых опытах) от 0,0756 до 0,122 (она находится умножением 6 и 7 строк), тогда как в опытах Goss'a (1907 г.) от 0,086—0,101, а в опытах с паровозами на выставке в Сан-Луи (1905 г.) — от 0,104 до 0,129, причем последняя цифра получалась для паровоза, работавшего при давлении в 15,5 кгр./смг. абс. и перегреве до 300° С и испытание велось на испытательной станции, т. е. в условиях более благоприятных, чем испытание в пути ¹⁾.

Естественно, что в виду этой малой величины коэффициента полезного действия паровозной машины делаются различные предположения о замене обыкновенных паровозов другими двигателями.

¹⁾ См. сравнительную таблицу различных опытов с паровозами в книге Dalby. Steam Power, стр. 300.

Прежде всего сюда относятся, конечно, различные предложения электрофикации железных дорог, рассмотрение которых не входит в рамки настоящего труда. Можно только сказать, что при наличии благоприятных условий: дешевого источника энергии, например—удобно утилизируемого падения воды или залежей дешевого топлива — бурого угля, торфа, а также — густой сети железных дорог и интенсивного движения на этой сети, например на головных участках при больших центрах, переход на электрическую тягу имеет большой *raison d'être*.

Но в ближайшем будущем трудно ожидать общего перехода на электрическую тягу крупных железных дорог в виду громадных затрат на первоначальное устройство¹⁾.

В виду этого получает большой интерес предложение о постройке Дизель-локомотивов и других тепловозов. Что касается первого, то он был предложен фирмой Зульцер еще в 1912 г. и краткие сведения об этих тепловозах появились еще в 1913 г.²⁾

В позднейшей же технической литературе нам не удалось найти каких бы то ни было дальнейших фактических указаний на распространение этих тепловозов. Инж. А. Н. Шелест в специальном вышедшем в свет новейшем сочинении, посвященном проблеме устройства экономического локомотива, считает такие тепловозы (с непосредственным соединением мотора с ведущей осью) совершенно непригодными в виду невозможности достаточно быстрого приобретения ими нормальной скорости и невозможности преодоления сколько нибудь заметных уклонов. Этот приговор является слишком категорическим для будущего; во всяком случае отсутствие указаний в новейшей литературе на применение Дизель-локомотивов специально типа Зульцера позволяет нам в настоящее время не входить в дальнейшие подробности о них. (Надо заметить, что печатные фактические данные о них были чрезвычайно скудны).

¹⁾ Современное положение вопроса о переходе на электрическую тягу изложено в статье А. Б. Лебедева: „Проблема электрофикации ж. д. Западной Европы и Америки“. Техн. Экон. Вестн. Ноябрь 1921 г.

²⁾ Z. d. V. d. J. № 34, 1913 г. Тогда же появились и краткие сведения о них в русской технической литературе: доклад Инж. В. Т. Михайлова и реферат В. Ю. Гиттиса в Вестн. Обществ. Технол. 1913 г. Затем значительно позже была напечатана большая статья инж. А. Шелеста: „Исследование работы тепловоза Бр. Зульцер. Вестн. Инж. 1 февр. 1917 г.“, представляющая самостоятельное теоретическое исследование работы этого тепловоза. Статья эта вызвала интересный обмен мнений между проф. Ю. В. Ломоносовым и инж. А. Н. Шелестом (Вестн. Инжен. 1 апр. и 1 авг. 1917 г.).

Заключения указанной статьи А. Н. Шелест повторяет и развивает в вышедшей в свет новой немецкой книге, стр. 57 и след.

Чтобы покончить с вопросом о применении двигателей внутреннего сгорания к локомотивам, укажем еще на другой тип именно на тепловоз с электрической передачей от двигателя внутреннего сгорания к ведущей оси. Такие локомотивы получили довольно большое распространение в Америке и начинают строиться и в Европе (заводами *АЕG*, Сименс Шукерт и Броун Бовери), но во всех случаях для небольшой мощности—до 300 л. с. ¹⁾.

Наконец следует отметить работу, производимую в России Московским Теплотехническим Институтом по выработке типа тепловоза: профессорами Опшурковым и Гаккелем разрабатываются проекты их в двух направлениях: с электрической передачей и с непосредственной передачей на ведущую ось паровоза. При участии этих же и других специалистов разработана была программа международного конкурса на изготовление тепловозов (со сроком к 1 марта 1924 г.) ²⁾. Можно надеяться, что эти мероприятия вызовут в ближайшем будущем практические шаги к осуществлению тепловозов.

Больше указаний можно найти в самое новейшее время относительно турбо-локомотивов; как раз в истекшем 1922 году появились довольно подробные сведения о некоторых удачных попытках этого рода; о них мы будем говорить в конце отдела, посвященного паровым турбинам, к рассмотрению которых мы сейчас и переходим.

7. Паровые турбины. Мы не будем, конечно, подробно останавливаться на истории паровых турбин, но отметим только самые существенные периоды в ней. Если не считать громадного количества неудачных ранних попыток, оставивших след только в патентной литературе и не нашедших реального осуществления ³⁾, то первым периодом в развитии паровой турбины надо считать эпоху создания двух основных типов паровой турбины, Парсонса и Де Лавала, которые начали свою работу примерно в одно и то же время, именно около 1883—1884 года. Свой законченный вид турбины Лавала приобрели около 1895 года ⁴⁾,

¹⁾ А. Н. Шелест, цитиров. сочин., стр. 46 и след. Заметим, что для небольших мощностей строятся железнодорожные автомотрисы с двигателями внутреннего сгорания и непосредственным соединением двигателя с ведущей осью; см. например, статью Pierre Guédon Gén. Civ. стр. 438—441, май, 21, 1921 г. Colfas Gén. Civ, стр. 381, окт. 28, 1922 г. Ostertag, Automotrice à moteur Diesel Gén. Civ. дек. 30, 1922 г.

²⁾ См. сведения о деятельности Теплотехнического Института в указанном направлении в журнале Техн. Эж. Вестн. №№ 6—7; там же программа вышеуказанного конкурса.

³⁾ Сведения об этом раннем периоде в истории паровой турбины имеются в книге К. Sosnowski, Roues et turbines à vapeur. Paris. 1897 г.

⁴⁾ И. Ганичкин и К. Г. П. Де Лаваль, как конструктор и изобретатель. Вестн. Общ. Технол. № 14, 1913 г.

а турбины Парсонса — даже еще позже: после нескольких изменений предлагаемых типов он дал окончательную конструкцию только около 1896 г.

При всей гениальности своей конструкции, поставившей и во многих случаях разрешившей труднейшие проблемы турбостроения, турбина Де Лавала не получила особенного развития и приложения и осталась в области малых мощностей, турбина же Парсонса обратила на себя общее внимание только около 1899 — 1900 г., когда турбина в 1000 КВ этой системы была поставлена на станции в Эльберфельде и дала при испытании, в котором участвовали лучшие германские авторитеты, самые благоприятные результаты ¹⁾.

С этого времени начинается второй период (примерно с 1900 по 1910 г.) в развитии паровой турбины — создание ряда новых типов ее (Рато, Кертис, Цёлли и др.) и вытеснение паровыми турбинами паровых машин из области крупных электрических станций (а также — применение турбин для нужд военного и частного быстроходного пассажирского судостроения). В начале этого периода число новых типов паровых турбин очень велико и конструкции их разнообразны, но затем типы начинают сближаться между собою и замечается сильное преобладание одного типа, именно типа смешанной турбины с колесом Кёртиса в верхней части и с несколькими ступенями давления в нижней части. Эти последние ступени были реактивными у Броун-Бовери и активными у *AEG*, *MAN* и многих других фирм. Такое взаимное сглаживание особенностей у различных типов очень ясно выразилось на Брюссельской выставке 1910 года и было отмечено всеми обозревателями этой выставки ²⁾. Только некоторые фирмы, особенно сам Parsons, остались верны идее „чистой“ реактивной турбины.

Затем начинается период возрастания мощности стационарных турбин ³⁾, продолжающийся до самого начала войны 1914 года. К этому времени появился уже целый ряд турбин в 20000 КВ и даже в 25000 КВ, например турбина Броун-Бовери для станции в Сен Дени возле Парижа в 25000 л. с. ⁴⁾, турбина Парсонса в 25000 КВ для станции Commonwealth Edison Co^{ie} в Чикаго, турбина Цёлли в 28000 л. с. для станции в Эссене ⁵⁾ и др.

¹⁾ Z. d. V. d. J., Стр. 829, 1900 г.

²⁾ Например Dubbel'em: Der Kraftmaschinenbau auf der Weltausstellung in Brüssel Z. d. V. d. J. стр. 1305, 1911 г. См. также: Маковский, Успехи паровой техники 1911 г., стр. 61 и след.

³⁾ Которыми мы преимущественно и занимаемся в настоящем очерке.

⁴⁾ Z. f. d. ges. T. Wes. №.11, 1912 г.

⁵⁾ Z. d. D. J. №.36, 1912 г.

Во всяком случае такие турбины являлись в это время довольно редкими исключениями.

Что касается экономических результатов, полученных в лучших довоенных паровых турбинах, то они могут быть хорошо охарактеризованы следующим сопоставлением (взятым из статьи Schwarzweber¹⁾) относительно турбин трех систем—Цёлли, Всеобщей Компании Электричества и Броун-Бовери.

	Цёллн.	В. К. Эл.	Броун-Бовери.
Мощность KW	3600	2236	6257
Давление впуска $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.	11,7	13,54	14,8
Температура впуска ° C	309	345	292
Перегрев " "	123°	152,5	97
Расход пара на 1 лощ. силу в час—кгр.	3,58	3,56	3,55
Противудавление $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.	0,038	0,02	0,03
Расход тепла в час на 1 лощ. силу, кал.	2524	2613	2490
Располагаемое падение тепла ($i_0 - i_1$), кал.	226	257	233
Термический коэффициент полезн. действ. η_t	0,254	0,242	0,254
Коэффиц. теорет. процесса η_0	0,32	0,35	0,33
Относительный коэффициент η_g	0,8	0,7	0,76
Экономический коэффициент всей установки η	0,20	0,19	0,20

(Для получения величины η везде принят к. п. д. динамо машины $\eta_{el} = 0,9$; $\eta_k = 0,8$). Эта величина наилучшего достигнутого в то время паровыми турбинами использования тепла, 20%, приведена и у Стодола²⁾ (выведена из опытов с турбинами В. К. Эл. для станции Руммельсбург возле Берлина). Таким образом уже и тогда паровые турбины превосходили паровые машины по достигнутой утилизации тепла, $\eta : 0,20$ для турбин против 0,17 для паровых машин, т. е. превышение приблизительно в 18% меньшей величины ($\frac{0,03}{0,17}100$). Эта

¹⁾ Schwarzweber. Die Entwicklung des Dampfturbinenbaues und seine heutige Lage. Z. f. d. g. T. W. 1913 г. Для сравнения с данными английских паровых турбин того времени. См. статью Вауманна в Journ. of the Inst. of El. Eng t. 48 стр. 768 и след. 1912 г.

²⁾ Stodola, Dampfturbinen, 1910, стр. 655.

лучшая утилизация тепла в паровых турбинах обуславливается, главным образом, большим коэффициентом теоретического процесса (вследствие более высокого вакуума) и отчасти меньшими механическими потерями.

Утилизация в 19 ÷ 20% от теплотворной способности топлива получалась, конечно, только при специальных опытах, „парадных“ испытаниях, как их принято называть в Германии, но для паровых турбин „парадность“ таких испытаний имеет меньшее значение, т. к. в них расход пара в меньшей степени поддается уменьшению путем, например, увеличенной смазки, и т. п. искусственных способов, чем в паровых машинах или двигателях внутреннего сгорания. Что касается регулярно среднего использования тепла, вычисленного по годовому расходу топлива, его можно было принять только до 12% для больших станций, а для станций малых размеров он опускался до 9% и ниже ¹⁾. Пределы давлений и температур, употреблявшиеся в тогдашних турбинах, были 12 — 14 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс. в котле, 0,05 — 0,03 в конденсаторе, перегрев — часто

до 300° С, но иногда и выше: до 320 ÷ 350°. Число оборотов турбин средних размеров (до 5000) не превосходило обыкновенно 1500 (например вышеупомянутые турбины В. К. Е. для станции Руммельсбург, с мощностью в 4000 КW, но часто доходило только до 1000 (турбины Броун-Бовери для станции в Рейнской Вестфалии в 5000 КW, турбины Цёлли в 5000 — 6000 КW для той же станции и др.). Только турбины значительно меньших размеров делались с числом оборотов в 3000 (турбины Броун-Бовери для станции в Jacquet Natsville, Цёлли для железодельных заводов Buderus и др.). Завод Парсонса и тогда выделялся очень малым числом оборотов своих турбин: при 3500 КW он брал число оборотов равное 1200, а при 300 КW — 2400.

Первые самые большие турбины нового времени делались на 750 — 1000 оборотов в минуту (например вышеупомянутая турбина Цёлли в 28000 л. с. делала 1000 оборотов, турбина Парсонса для станции Commonwealth Edison Co в 25000 КW — 750 оборотов и т. д.).

Начавшаяся в 1914 г. война приостановила нормальный прогресс турбостроения на европейских заводах, как и в других областях европейской культуры (кроме связанной с войной промышленности).

Но зато процесс возрастания мощности паровых турбин и связанных с ним изменений в конструкции их продолжался в Соединенных Штатах. Побудительной причиной для заводов строить турбины все больших и

¹⁾ Hoefler, Technische und wirtschaftliche Erfahrungen im Dampfturbinenbetrieb. Z. f. d. g. T. W. 1913 г.

больших мощностей являлся колоссальный и крайне быстрый рост потребления электрической энергии в больших американских городах. Относительно роста потребления электрической энергии приводятся для некоторых городов, например, такие данные ¹⁾.

	Максим. нагр. в 1917 г. <i>KW</i>	Необходимое расширение к 1920 г. до
Нью-Йорк	800000	1190000
Чикаго	400000	596300
Филадельфия	250000	373000
Буффало и Ниагарский водопад	300.00	447000
Детройт	155000	231000
Бостон	155000	231000

Очевидно, что это колоссальное увеличение в 1,5 — 2 раза с трудом могло бы быть покрыто даже турбинами в 20000 *KW* и требовало постройки больших единиц. Поэтому Американские заводы, особенно General Electric Co и Вестингауз, перешли к постройке турбин в 35000 *KW*, 45000 *KW*, а затем и в 60000 *KW*. Эта величина является в настоящее время максимально достигнутой.

После окончания войны европейские заводы также стали вырабатывать типы крупнейших турбин, и в настоящее время имеется уже целый ряд построенных турбин в 35000 *KW* (например, построенные синдикатом Целли—турбины для громадной станции Gennevilliers возле Парижа, строящейся на 200000 *KW* с возможностью расширения до 300000 *KW*) и даже в 50000 *KW* (турбины В. К. Эл. для станции в Рейнской Вестфалии). Посмотрим теперь, к каким изменениям в конструкции турбин повело это увеличение их мощности. Прежде всего надо отметить, что преобладание активных турбин сохранилось. В крайне интересном обзоре современного турбостроения, составленном главным инженером фирмы Metropolitan-Vickers, Baumann'ом в 1921 г. ²⁾ при-

¹⁾ Johnson Note on Large Steam Turbine Design The Electr. Journ.—стр. 33, Январь, 1919 г.

²⁾ Baumann, The Steam Turbine of To Day. Journ. of the Inst. of Electr. Engin. Июнь 1921 г. Многие данные из этой статьи, а также ряд других данных, заимствованных из новейшей технической литературы, имеются в крайне содержательном докладе инженера М. Д. Каменского: „Новейшие успехи в деле постройки паровых турбин“, Петроград 1922 г. Большой французский реферат статьи Baumann'a, составленный Schlag'ом, помещен в журнале Rev. univ. des mines, 15 апр., 1 и 15 мая 1922 г. См. также новейшую статью В. И. Андреева. Успехи турбостроения за последнее 10-летие „Техн. Строит. и промышл.“. № 4—5, 1922 г.

водятся следующие собранные им цифры относительно турбин военного времени и современных.

Данные о турбинах довоенного времени.

	Число фирм.	Число турбин.	Мощность.	Сред. мощн. одн. турб.
Общее число	39	1150	1900000	1650
Активн. турбин	30	900	1400000	1550
% активн. турбин	77	78	73,7	—
Реактивн. турбин	9	250	500000	2000
% реактивн. турбин	23	22	26,3	—

Данные о турбинах послевоенного времени, построенных в Англии.

Г О Д Б.	Число турбин.			Мощность.			Сред. мощн.		
	1914	1916	1919	1914	1916	1919	1914	1916	1919
Общее число	143	167	189	237500	344000	523976	1660	2060	2770
Акт. турб.	112	136	143	185500	254000	411568	1655	1865	2870
% акт. турб.	78,4	81,5	75,7	78,1	73,9	78,5	—	—	—
Реакт. турб.	31	31	46	52000	90000	112407	1680	2900	2440
% реактивн. турб	21,6	18,5	24,3	21,9	26,1	21,5	—	—	—

Действительно, реактивные турбины строятся небольшим числом заводов, но зато среди них находятся такие первоклассные заводы, как Вестингауз (являющийся главным строителем самых крупных турбин с мощностью 60000 КИ в одном двигателе), Парсонс и Броун-Бовери.

Если посмотреть на типы исполненных в настоящее время турбин, то мы увидим, что отмеченное раньше стремление в турбиностроении к однообразному типу в настоящее время уменьшилось, и в особенности крупные турбины строятся по весьма различным системам, так что даже трудно дать какую-либо общую характеристику их. Из заводов, строящих крупные активные турбины, надо отметить на континенте Европы заводы В. К. Эл., MAN и Escher-Wyss, в Англии—Metropolitan-Vickers (сравнительно недавно перешедший к этой специальности) и в Америке — General Electric и многие другие заводы меньшего значения. Крупные реактивные турбины строятся, как было указано, заводами Броун-Бовери, Парсонс и Вестингауз.

Общей отличительной чертой всех новых турбин, кроме турбины Парсонса, является увеличение числа оборотов; в самых больших тур-

бинах число оборотов у большинства заводов берется равным 1500 ¹⁾, а в турбинах меньших размеров примерно до 10000 — 15000 *KW* — 3000. В остальных отношениях приходится характеризовать каждую систему в отдельности.

Завод В. К. Эл. сохранил в своих турбинах тип смешанный активный с колесом Кертиса в высшей ступени, но число ступеней давления у него крайне сокращено: до 4 — 5 в турбинах средних и крупных размеров и в самой большой турбине в 50000 *KW* берется равным 9. При этом даже эта большая турбина исполнена с одной осью (в отличие от турбин Вестингауза, о которых будем говорить позже). Особенностью некоторых турбин Вессобщей Компании является применение двойного колеса в самой нижней ступени для избежания затруднений, вызываемых слишком большой длиной лопаток последней ступени. В других турбинах того же завода для избежания этой трудности последнее колесо низкого давления делается значительно большего диаметра, чем предыдущие ²⁾.

Заводы MAN, Escher-Wysss, Société Alsacienne и др. продолжают строить турбины системы Целли. Но в крупных турбинах MAN надо отметить возвращение к простому типу чистых колес давления (без колеса Кертиса в высшей части турбины; такой вид имеет турбина в 14300 л. с. при 3000 оборотах, проведенная у Стодола ³⁾).

Число этих простых ступеней давлений в ней тоже чрезвычайно сокращено, а именно равно всего только шести. Другие заводы, строившие турбины Целли, и до войны, исполняли их с простыми ступенями давления; теперь они продолжают строить такой же тип только с сокращением числа ступеней. Так, например, в новой турбине Целли в 15000 лощ. сил. при 3000 оборотов число ступеней взято равным только семи, тогда как в более старой турбине в 18000 лощ. сил при 1000 оборотах имелось 14 ступеней.

Завод Metropolitan-Vickers (возникший из Британского Общества Вестингауз) строит свои активные турбины тоже только со ступенями давления и тоже с большим числом оборотов; но особенной конструкцией

¹⁾ Исключение в этом отношении составляет кроме завода Парсонса и завод В. К. Эл., самая большая турбина которого, в 50000 *KW*, делает 1000 оборотов.

²⁾ Эта слишком большая длина лопаток последней ступени является одним из главных препятствий к увеличению мощности турбины выше известного предела при данном числе оборотов. См. статью Loschge. Die Dampfturbinen für die Grenzleistungen. Z. d. V. d. I. № 28, 1921 г. Соображения Loschge довольно подробно изложены в моей статье „О турбинах предельной мощности“. Техн. Экон. Вестник № 4 — 5, 1922 г.

³⁾ Stodola, Dampf und Gasturbinen, 5 Aufl., 1922 г., Fig. 561.

отличается у них выпуск пара через колеса нижних ступеней, в которых пар разветвляется на несколько потоков с целью облегчить его прохождение¹⁾.

Завод General Electric С-ие уже давно оставил свою первоначальную конструкцию турбин с вертикальной осью и строит исключительно турбины с горизонтальной осью. Число оборотов у этих турбин несколько меньше, чем у предыдущих; для 10000 *KW* берется уже 1500 оборотов, поэтому число ступеней больше: для этой мощности 9 ступеней давления при колесе Кертиса в верхней части. Он строит тоже одноосные турбины до самых больших мощностей в 35000 *KW* и даже в 45000 *KW* (последняя—для станции в Детройт). Турбина в 35000 построена только со ступенями давления, которых у нее имеется 22, при числе оборотов в 1500; при этом получается средний диаметр колеса последней ступени около 3 м. и длина последних лопаток исключительно большая: около 700 мм., так что окружная скорость на оконечности лопатки получается около 290 м./сек., т. е. тоже чрезвычайно значительная.

Реактивные турбины тоже строятся по совершенно отличным друг от друга типам и при том из них только Парсонс сохранил свой первоначальный тип чисто реактивной турбины с небольшим сравнительно числом оборотов и неизбежным в этом типе очень большим числом ступеней.

Завод является убежденным сторонником сравнительно малого числа оборотов и представитель его категорически высказывался в этом смысле при обсуждении доклада Вагманн'а, причем увеличенному числу оборотов в новейших турбинах приписывал увеличение числа катастроф с паровыми турбинами, действительно наблюдавшееся за последнее время²⁾.

Сам завод Парсонса применяет такие числа оборотов: 1200 в турбине в 6000 *KW* (станция в Corville), 750—в турбине в 25000 *KW* для станции Commonwealth Edison С-ие. Число ступеней в этой последней турбине—64 в турбине высокого давления и 2.24 в турбине низкого давления. Вал последней наглухо соединен с валом турбины высокого давления, пар же подводится в турбину низкого давления по середине и разветвляется в обе стороны.

Завод Броун-Бовери совершенно изменил свой последний довоенный тип, именно смешанной турбины с колесом Кертиса в высшей ступени и несколькими реактивными ступенями в низшей части. Он строит круп-

¹⁾ Эта конструкция изображена в моей статье: „Новейшие течения в постройке тепловых двигателей“. Электр. № 1, 1923 г., на фиг. 4.

²⁾ Цитир. статья Вагманн'а, J. of the Inst. of El. Eng., июнь, 1921 г.

ные турбины тоже смешанные активно-реактивные, но без ступеней Кертиса, а с простыми ступенями давления. Пример такой конструкции, приведенный у Стодола ¹⁾ (турбина в 12—15000 КИ при 3000 оборотах), включает всего только 7 ступеней; из них 3—простые активные ступени давления в верхней части турбины, а 4—реактивные—в нижней. Характерным является также в этом типе полный отказ от барабана, прежде составлявшего непременною часть турбины Броун-Бовери и замена его дисками.

Наконец, современные турбины Вестингауза развились из типа, предложенного еще в 1909 г. для мощности в 10000 КИ и названного „простой турбиной с двойным потоком пара“.

В этом типе пар сначала проходил через колесо Кертиса с двумя венцами, а затем шел через часть среднего давления, реактивную, после чего разветвлялся на 2 потока: один проходил непосредственно через ступени низкого давления, а другой—проходил внутри барабана турбины, выходил в другую сторону и тоже направлялся через ступени низкого давления, расположенные с другой стороны барабана. Турбины больших размеров до 30000 КИ (например, для станции Goldstreet Эдиссоновской Компании в Бруклине) делаются также с разветвлением пара в нижней части на 2 потока, но у них нет колеса Кертиса, а все ступени с самого начала и до конца—часто реактивные. Кроме того разветвление и переход пара к лопаткам на нижней ступени, расположенной с другой стороны барабана, делается через особую внешнюю трубу, а не через внутренность барабана.

В высшей степени замечательна также конструкция укрепления лопаток в ступенях низкого давления: они помещаются именно на особых широких шайбах, откованных за одно целое с частями вала.

Но в новейшее время завод Вестингауза стал строить турбины крупных мощностей в виде разделенных на несколько осей турбин („Cross-Compound“), так что часть высокого давления действует на одну ось, а низкого на другую, имеющие обе свой самостоятельный электрический генератор. Таким образом устроены были 3 турбины в 35000 КИ каждая для станции Interborough Rapid Transit EC-ie и турбина в 45000 КИ для станции Duquesne Ligth C-ie в Питсбурге, при этом даже число оборотов осей различны: 1800—часть высокого давления и 1200—часть низкого давления. Наконец турбины в 60000 КИ (которых тоже построено заводом Вестингауза несколько штук, например для той-же станции Interborough Rapid Transit C-ie) строятся с тремя осями, причем

¹⁾ Фиг. 706; тоже воспроизведена в моей вышецитир. статье в журн. „Электричество“ № 1, 1923 г.

часть высокого давления помещается по середине, а части низкого давления—по обеим сторонам ее и включены параллельно. Число оборотов каждой оси—1500. Часть низкого давления делается здесь с раздвоением течения пара, подобно тому как в раньше описанной турбине с сдной осью часть эта высокого давления представляет обыкновенную чисто реактивную турбину без колеса Кертиса. Разделение турбины на три оси, могущие в случае надобности (неполной нагрузке или порче одного из агрегатов) работать отдельно, облегчает задачу создания резерва на станции, которая при турбинах такой громадной мощности является чрезвычайно затруднительной. Задача таких выключений решена при помощи самостоятельного до известной степени регулирования трех частей турбины. В части верхнего давления регулирование достигается дроссель-клапаном, а затем в трубах, ведущих к турбинам низкого давления, вставлены особые дроссель-клапаны, перемещаемые при помощи паровых поршней. Задача регулирования следующая ¹⁾:

1) Если в одной из турбин низкого давления получается короткое замыкание или другое нарушение правильности работы, то она автоматически выключается, а турбина высокого давления начинает работать частью прямо на выпуск.

2) Если нарушится правильность работы турбины высокого давления, то свежий пар должен идти прямо в турбины низкого давления и давать в них работу, хотя и с несколько уменьшенным коэффициентом полезного действия. Самое выключение производится таким образом: а) если в одной из турбин низкого давления имеется короткое замыкание, то она автоматически отключается от сети, а потому эта турбина пойдет с ускорением и при 4% превышения скорости выпуск пара будет в нее прекращен; так как пар продолжает выходить из турбины высокого давления, то давление в соединительном паропроводе повысится и автоматически открывается выпуск в атмосферу для части пара, тогда как другая часть идет в неповрежденную турбину. В поврежденной же турбине, при уменьшении числа оборотов на 3% ниже нормального, откроется выпуск свежего пара, который и будет поддерживать ее число оборотов на этой величине, что позволяет вновь быстро включить ее при исправлении повреждения, б) в случае какого либо несчастья с турбиной низкого давления, можно закрыть дроссель-клапан от руки, причем соответствующий генератор сам собою отключается от сети. в) Если произойдет короткое замыкание в части высокого давления, то она автоматически выключается из сети и регулятор закрывает

¹⁾ Stodola, Dampf und Gasturbinen, стр. 567.

к ней доступ пара, а тогда и турбины низкого давления начинают уменьшать число оборотов, т. к. не получают пара из турбины высокого давления. Нагрузка при этом передается на другие турбины станции. Если же общая мощность всей станции недостаточна, то падает число оборотов и при падении ниже 3% открывается доступ свежего пара прямо в турбины низкого давления поврежденной единицы, а тогда можно, действуя на пружины регулятора, постепенно поднять число оборотов на станции до нормального.

(Наконец, в случае бездействия главного регулятора, предусмотрено надлежащее действие регуляторов безопасности¹⁾).

По сведениям, сообщенным конструктором этих турбин Johnson'ом, работа крупных турбин такой системы, благодаря вышеуказанным принятым мерам, является вполне надежной. С экономическими же результатами их мы познакомимся позже.

Из приведенного краткого обзора новейших крупных турбин видно, что при всем разнообразии их типов они по крайней мере схожи в одном отношении, именно что они все являются осевыми турбинами. Ранние попытки устройства радиальных турбин, вроде турбины Egermann'a, не имели успеха. Но перед самой войной появилась радиальная турбина Юнгстрема²⁾, обратившая на себя всеобщее внимание как оригинальностью и продуманностью своей конструкции, так и чрезвычайно благоприятными результатами в отношении расхода пара. За время войны производство этих турбин успешно развивалось и несколько таких турбин доставлено было в Россию (Петроградский Арсенал, Кушвинский завод и др.), а в позднейший период фирма перешла к постройке и крупных турбин этой системы, и право производства ее было в новейшее время приобретено некоторыми английскими, американскими, французскими и германскими заводами General Electric, Thomson-Houston, Sauter Harlè, MAN и др.)³⁾.

К сожалению об этом последнем периоде развития турбины Юнгстрема в имеющейся в моем распоряжении технической литературе почти нет никаких сведений и потому нам придется ограничиться только некоторыми указаниями относительно их конструкции⁴⁾ и сведениями о расходе пара, заимствованными из вышеупомянутого доклада М. И.

¹⁾ The Electric Journ, стр. 33, 1919 г.

²⁾ Так пишут обыкновенно эту фамилию по русски; по шведски эта фамилия пишется Ljungström. Завод для постройки этих турбин находится в Finspung в Швеции (возле Стокгольма).

³⁾ См. цитиров. статью В. И. Андреева.

⁴⁾ Взятymi из вышеуказанного издания книги Стодола.

Каменского (который и сам указывает на неполноту имеющихся у него сведений).

Отличительными признаками турбины Юнгстрема являются ее чисто реактивный характер и радиальное действие. Но кроме того ее особенность составляет соединение двух систем лопаток, движущихся в противоположные стороны и связанных каждая с своей осью. Пар подводится к середине и проходит постепенно ряды лопаток одной и другой системы, являющиеся таким образом „направляющими“ лопатками друг относительно друга: этим уменьшается трудность выбора надлежащего отношения между окружной скоростью и скоростью пара, $\frac{u}{c}$; как известно из теории, в реактивных турбинах наивыгоднейшая величина этого отношения очень велика и для простейшего случая одноступенчатых турбин это отношение должно быть даже равно единице, что дает совершенно неосуществимые величины. Чтобы избежать этого неудобства, Парсонс и перешел к многоступенчатой конструкции с большим числом ступеней, причем C уменьшается (теоретически в \sqrt{i} раз, где i — число ступеней), но и при этом приходится иногда отступать от наивыгоднейших величин отношения $\frac{u}{c}$, чтобы получить осуществимое

u . Очевидно, что в турбине с двумя дисками, вращающимися в противоположные стороны, за скорость u нужно принять относительную скорость одного диска по отношению к другому, т. е. сумму скоростей их вращательных движений или удвоенную скорость каждого диска, если их угловые скорости и числа оборотов равны между собою, как это всегда и бывает в турбине Юнгстрема. Таким образом здесь число ступеней при сохранении чисто реактивного принципа может быть значительно уменьшено по сравнению с обыкновенной реактивной турбиной. Для фактического осуществления этой идеи пришлось преодолеть большие конструктивные трудности, в рассмотрение которых мы не можем войти, не имея возможности дать конструктивные чертежи турбины.

Заметим только, что турбины Юнгстрема показали себя вполне надежными в работе двигателями, несмотря на трудность осуществления этой конструкции. Кроме того они отличаются необыкновенно малыми размерами и весом по сравнению с обыкновенными турбинами.

Первоначальные турбины Юнгстрема были чисто радиальные. Повеявшие крупные турбины этого завода делаются радиальные и реактивные в высших ступенях (с разделением последних лопаток на несколько частей) и аксиальные — активные в части низкого давления. Такой вид имеет турбина в 10000 KW нормальной и 14000 KW максима-

мальной мощности при 3000 оборотах, приведенная у Стодола ¹⁾). Цифры расхода пара будут приведены нами ниже.

Этими краткими сведениями о типах стационарных паровых турбин мы и ограничимся. Но наш очерк был бы слишком неполон, если бы мы не дали хотя бы самых кратких указаний относительно турбин судовых и турболокомотивов.

Применение паровых турбин в качестве судовых двигателей началось одновременно с разработкою их стационарного типа: уже в 1897 году Парсонс начал опыты с небольшим турбинным судном. Выгоды применения паровых турбин в качестве судовых двигателей были очевидны, но при этом применении паровых турбин встретились затруднения в большом числе оборотов этого двигателя: гребной винт при числе оборотов выше известного предела начинает уменьшать свой коэффициент полезного действия, а при дальнейшем увеличении числа оборотов работа делается вовсе невозможной вследствие образования пустот сзади лопастей винта (по английски это явление называется „Cavitation“). Чтобы показать, как далеко отстоит это число оборотов от числа оборотов стационарных турбин, достаточно сказать, что даже в быстроходных судах, например со скоростью в 25 морских миль, число оборотов для турбины в 5000 лощ. сил получается равным не более 500, тогда как стационарная турбина в 5000 с. строится для числа оборотов в 3000. При уменьшении же нормального числа оборотов турбины естественно ослабляются или вовсе теряются преимущества паровой турбины над паровой машиною в отношении веса и занимаемого объема. В результате получается, что при непосредственном соединении турбины с гребным валом только в самых быстроходных военных судах (миноносцах) получается сбережение в весе против поршневых машин в 10 — 15%, для быстроходных крейсеров — только в 5 — 10%, а в линейных кораблях паротурбинное устройство вместе с конденсаторами выходит даже тяжелее, чем устройство с паровыми машинами. Поэтому в коммерческих судах паровая турбина находила себе применение только в самых быстроходных пассажирских пароходах ²⁾).

Другая трудность в устройстве судовых турбин — это реализация обратного хода, для которого приходится ставить особую турбину обратного хода, которая при прямом ходе вращается в разреженном пространстве. Таким же образом (т. е. постановкой особой турбины) разрешен

¹⁾ Цитир. сочин., фиг. 747; фиг. 750 изображает часть проекта турбины в 29000 нормальной и 35000 KW максимальной мощности при 1500 оборотах.

²⁾ Например, знаменитые английские пароходы Лузитания, Мавритания, Титаник и др.

был вопрос об „экономическом“ ходе военного судна, т. е. о ходе его с уменьшенной скоростью.

Все эти обстоятельства очень усложняют применение паровых турбин к судостроению и уменьшают его выгодность. Тем не менее в военном судостроении паровая турбина стала быстро вытеснять паровую машину.

Значительно более благоприятные перспективы для применения паровых турбин к судам открылись после применения в них зубчатой передачи от турбин к гребным валам (впервые в 1909 году фирмой Вестингауз для турбины в 6000 л. с. по проектам Мельвилля и Мак Альпайна). Это применение зубчатых передач для мощностей в десятки тысяч лошадиных сил является одним из самых величайших триумфов современного машиностроения. Не входя в подробности конструкции зубчатой передачи, можно только сказать, что эта передача выполняется различным образом: как простая и как двойная, первая для передаточных чисел 1 : 25, вторая — до 1 : 50 и больше, по новейшим сведениям даже до 100 на торговых судах ¹⁾; зубцы могут быть геликоидальные с двойным наклоном, сами собой уравнивающие осевое давление, или простые геликоидальные зубцы, причем давление уравнивается осевым давлением реактивной турбины и гребного винта. При разделении турбины на несколько осей (части высокого и низкого давлений, иногда даже на части высокого, низкого и среднего давлений) зубчатая передача должна быть сделана со всех этих осей на один вал.

Такие турбины с зубчатыми передачами получили большое распространение в военном судостроении перед самой войной и во время войны, в особенности в английском флоте. Размеры их достигают совершенно исключительных размеров; так например на английском крейсере — сверх-дредноуте Hood, последнем крупном военном судне, построенном в Англии (постройка его закончена уже после войны), имеется 4 зубчатые передачи, каждая по 36000 лш. сил ²⁾.

На континенте Европы одной из первых фирм, перешедшей к устройству крупных зубчатых передач на судах, была фирма Броун-Бовери. В крайне интересной статье, посвященной этому вопросу, в „известиях“ этого Общества ³⁾ находим многочисленные примеры таких устройств, причем указывается, что вначале такие устройства делались только для маршевых турбин сравнительно слабой мощности, а затем стали делаться различные комбинации зубчатых передач от главных турбин к гребным

¹⁾ В. В. С. (Brown - Boveri) — Mitteilungen, стр. 144.

²⁾ Engineering, стр. 397, 1920 г.

³⁾ В. В. С. Mitteilungen, июль, 1922 г.

валам. Такая передача исполнена была для быстроходного крейсера с 2 гребными валами, приводимыми в движение каждый отдельной системой из двух турбин высокого и низкого давления; каждая из этих турбин дает примерно по 12500 л. с.

Работа каждой турбины низкого давления передается на свой гребной вал непосредственно; поэтому число оборотов турбины низкого давления берется такое же, как число оборотов гребного вала, а именно при наибольшей скорости 360 в минуту. Работа же турбины высокого давления, делающей 2400 оборотов в минуту, передается при помощи двух зубчатых колес малого диаметра (с фрезерованными косыми зубцами), направленными в разные стороны; эти зубцы вырезаются на особом станке на отдельных колцах, надетых на вал зубчатки таким образом, что при неравенстве давлений по длине зубца эти отдельные кольца могут слегка перемещаться, и таким образом восстанавливается равномерное давление вдоль всего зубца. Каждая такая зубчатка передает около 6000 лощ. сил (6750 л. с.).

Эти устройства получили распространение даже на миноносцах, на которых сравнительно удобна и непосредственная работа турбины. Приводится пример такого устройства в 40000 л. с. с 2 гребными валами, причем каждый вал получает работу от 4 турбин: высокого, среднего и двух низкого давления работающих параллельно. Число оборотов турбин высокого и среднего давления — 4200, низкого 3200, гребного вала—480.

Зубчатые передачи сделали возможным применение турбин в торговом судостроении, где дело идет о гораздо меньших мощностях. Их стали применять в комбинированных устройствах из паровых машин и турбин, работающих отходящим паром; есть даже пример устройства колесного буксирного парохода (для Рейна). Число оборотов оси колеса здесь только 38, а турбины — 3600; поэтому здесь применяется двойная зубчатка и передача с общим передаточным числом около 100.

Даже в стационарных установках стали применять турбины с зубчатой передачей, например, для передачи движения к динамомашине постоянного тока или даже для канатной передачи ¹⁾.

Эти новейшие конструкции с мощностью в 1500 л. с. и числом оборотов турбины (5000 в минуту) встречаем как раз у Парсонса, вернувшегося, таким образом, к первоначальной идее Лавалья. Завод Escherwuss строит мелкие турбины (350 л. с.) с зубчатой передачей при числе оборотов турбины в 6000 и передаче в отношении 6 : 1. Таким образом движение в пользу применения зубчатых передач в турбинных устройствах

¹⁾ Engineer., май 6,20,27, июнь 3 и 17; 1921 г.

находится в полном ходу. Но не успело оно еще завершить полного развития, как в области судовых установок у него возник новый конкурент ¹⁾ в лице электрической передачи работы от главных судовых турбин к гребным валам.

Такая передача применена была впервые на американском угольщике Jupiter и результаты оказались столь успешными, что общество General Electric в 1919 г. применило этот способ передачи на громадном сверх-дредноуте New-Mexico.

Данные об этом судне сообщаются следующие: ²⁾

Водоизмещение — 32000 тонн.

Скорость — 21 узел в час.

Число турбин — 2.

Мощность по 17000 л. с.

Число оборотов турбины — 2100 в мин.

Мощность моторов по 8000 л. с.

Число винтов — 4.

Вес машины без котлов и конденсатор — 590 тонн.

Давление пара (манометр) — 17,6 атм.

Давление в конденсаторе — 0,052 атм. абс.

Потребление пара при 10 узлах 6,92 кгр. на л. с. ч.

"	"	"	15	5,24	"	"	"	"	"
"	"	"	21	5,72	"	"	"	"	"

Число оборотов винта при 15 узлах — 112.

Паровая турбина состоит из колеса Кертиса с 2 ступенями скорости и из 9 ступеней давления (активных) с возрастающим диаметром; диаметр колеса Кертиса — 1400 мм., колеса низкого давления — 1650 мм., что дает окружные скорости соответственно в $155 \frac{\text{м}}{\text{сек.}}$ и $182 \frac{\text{м}}{\text{сек.}}$. Коэффициент полезного действия генератора оказался равным при средней нагрузке — 95,6%, а мотора — 95,9, общий коэффициент полезного действия получился, следовательно, равным 91,6%; при наибольшей нагрузке этот коэффициент повышается до 94%.

Преимуществом электрической передачи является следующее:

1) Зубчатые колеса в передачах от судовых турбин подвержены сильному износу и даже разрушению вследствие громадности переда-

¹⁾ Мы не будем говорить в настоящем кратком очерке развития типов двигателей о гидравлической передаче Феттингера, очень остроумной по идее, но не нашедшей большого распространения. Она была, впрочем, применена на некоторых военных судах еще до войны в Германии.

²⁾ Стодола, цитиров. соч., стр. 640.

ваемых усилий: электрические передачи от этого совершенно свободны. 2) Турбины обратного хода в устройствах с зубчатыми передачами при холостом ходе вращаются в паре, просачивающемся из турбины прямого хода и вследствие трения и вентиляционных потерь подвергаются чрезвычайно большому нагреванию, доходящему, как показали новейшие опыты (той же General Electric Co), до 440° и даже 500° C; такое нагревание угрожает прочности турбины обратного хода. Эта опасность совершенно устранена в устройствах с электрической передачей, при чем можно даже употреблять перегретый пар, приносящий большую экономию, как и в стационарных турбинах. 3) Пространство, занятое в обыкновенном судне каналом для гребного вала, освобождается для других целей (мотор с гребным валом ставится возле самой кормы).

Сравнительные опыты, произведенные с кораблем „New - Mexico“ и судами „Idaho“ и „Missisipi“ того же типа, но с зубчатой передачей, показали, что New - Mexico дает большую экономию в расходе топлива, а именно при 13 узлах — 30% экономии, при 19 узлах — 28,6% и при полной скорости — 24,4%. При 19 узлах и полной скорости расход нефти в час на одну лошадиную силу на валу гребного винта оказался равным 0,442, а при 15 узлах — 0,5 кгр.

Эти успехи повели к дальнейшему распространению электрической передачи на судах, и к 1920 году в плавании и постройке в американском военном флоте находилось свыше 25 судов с электрической передачей, в том числе броненосный крейсер „Constitution“ водоизмещением в 43500 тонн, со скоростью свыше 33 узлов и мощностью машин в 180000 лш. сил. Общая мощность турбо-электрических установок к этому времени в одном американском военном флоте дошла до 1500000 л. с., к которым надо еще прибавить около 60 коммерческих судов с общей мощностью машин в 100000 л. с. ¹⁾

Вопрос о применении электрической передачи на судах оживленно дебатруется теперь во всех странах, имеющих крупное судостроение, и хотя для окончательного решения этого вопроса нужно более продолжительное время и опыт, но в виду вышеприведенных данных можно думать, что и в области судостроения электрическая передача получит такое же распространение, как и в других областях с крупными моторами (прокатные станы, рудоподъемные машины).

От судовых турбин естествен переход к турболокомотивам, так как попытки применения первой турбины к железнодорожному транс-

¹⁾ В. П. Полонский. Электродвижение судов, Техн. и экон. Пут. сообщ. № 12—16. Описание новейшего парового судна с электрической (для перевозки фруктов из Вест - Индии в Америку) помещено в журнале Engineering, 16 июня 1922 г.

порту идут по тем же путям, как и судовые турбины: и здесь мы встречаемся с 2 типами: электрической передачей и зубчатой передачей. Только непосредственное помещение турбины на ведущих осях паровоза не нашло себе применения, вследствие трудностей, по видимому вообще непреодолимых, на которые указал Стодола еще в 1910 г. ¹⁾

Самая ранняя попытка устройства турболокомотива была сделана на итальянских железных дорогах еще в 1908 году. Паровые турбины были поставлены на небольшом (26 тонн) танк-паровозе типа 0 — 2 — 0 в количестве четырех с наружной стороны каждого колеса.

Передача к колесам делалась зубчатая с передаточным числом 1:8. Пар последовательно проходил все 4 турбины, начиная с передней правой, затем в переднюю левую, оттуда в заднюю левую и в переднюю правую, которая прямо выпускала его в конце в атмосферу.

Сама турбина заключала колесо Кертиса с тремя ступенями скорости. Для обратного хода имелась другая система сопел, расположенных с другой стороны колеса и действовавших на соответственные лопатки. Этот локомотив работал около 10 лет и давал расход топлива в текущей работе, примерно такой же, как и обыкновенные паровозы. Затем паровоз был выведен из службы и разобран. Необходимым условием рационального устройства турбо-локомотива является применение в нем конденсации (как указал Стодола еще в 1910 году). Однако, устройство конденсации встретило затруднения, которые удалось, по видимому, преодолеть только недавно. В настоящее время известны 3 решения этой задачи (появившиеся в 1920—22 годах).

1) Паровоз с электрической передачей, исполненный английскою фирмою W. Armstrong по проекту инженера Рамсея ²⁾; самая турбина выполнена заводом Oerlikon в Швейцарии. Мощность ее — 890 Kw; она делает 3600 оборотов в минуту и питает своим током 4 индукторных мотора трехфазного тока по 275 л. с. Каждая пара моторов при помощи зубчатых передач приводит в движение 3 ведущих оси, отдельно на паровозе и тендере. Конденсатор состоит из системы труб, расположенных вдоль тендера. Эта система погружена нижней частью в ящик с водою, причем находится в медленном вращении и продувается воздухом, вгоняемым в систему сильными вентиляторами, расположенными на заднем конце тендера.

¹⁾ Stodola. Dampfturbinen, 4 Aufl. 1910 г., стр. 547.

²⁾ Engineering. Ноябрь 25, 1921 г.

³⁾ Lokomotiven mit turbinen-elektrischem Antrieb Z. d. v. d. I. Стр. 351—353. Апрель 8, 1922 г.

Среднее давление на ведущую ось в этом паровозе 18,4 тонны, тяговое усилие — 10000 кгр.; поверхность нагрева котла вместе с перегревателем — 135 м² площадь колосниковой решетки — 26,4 м²; давление в котле — 14 атм. Результаты эксплуатации этих паровозов покамест неизвестны.

2) Турболокомотив Целли с зубчатой передачей; турбинная часть исполнена заводом Escher-Wyss в Цюрихе, а локомотивная — Швейцарской локомотивной фабрикой в Винтертуре ¹⁾. В нем применяется двойная зубчатая передача от турбины к свободной горизонтальной оси, поставленной внизу паровоза и расположенной перпендикулярно к длине его. От этой оси сделана передача к оси первого ведущего колеса посредством шатуна и кривошипа; остальные оси соединяются с первой, как обыкновенно, спаршиками.

Сама турбина с горизонтальной осью, также перпендикулярной к оси паровоза, расположена в передней части паровоза, непосредственно над вышеуказанной свободной осью. Турбина построена для мощности в 1000 лощ. сил. на валу при 14 атм. давления в котле и перегреве в 350; она — обыкновенного типа Целли; часто активная с 6 ступенями давления и при скорости паровоза в 60 километ. в час делает 6000 оборотов в минуту.

На одной оси с турбиною прямого хода помещена и турбина обратного хода с особыми направляющими колесами. Поверхностный конденсатор расположен тоже в передней части паровоза между рамами. Охлаждающая вода подается посредством центробежного насоса в конденсатор, а затем в охлаждающее устройство для воды, находящееся на тендере. В этом устройстве вода разводится по мелким трубам, а затем распыливается и стекает вниз по железному листу и там вновь собирается. В этом распыленном виде вода подвергается охлаждающему действию потока воздуха, возникающего при движении паровоза, причем часть воды теряется, но как показали опыты потеря эта составляет только около половины расхода воды в обыкновенном паровозе; потеря эта дополняется из тендера. Это конденсационное устройство показало себя очень удовлетворительным в работе: необходимый для работы вакуум получался и расход пара и угля получился на 30% меньше, чем в обыкновенном паровозе с перегретым паром, что позволило сильно сократить запас воды и угля в тендере для одного и того же пробега по сравнению с обыкновенным локомотивом.

Конденсат из поверхностного холодильника, совершенно чистый, не заключающий ни масла ни минеральных солей, проходит через по-

¹⁾ См. Stodola, Dampf-und Gasturbinen, 5 Aufl, стр. 726.

догреватель, в котором нагревается до 120° и идет вновь в котел. Ко- нус в этом паровозе заменен вентилятором, приводимым в движениею особой небольшой паровой турбины. Паровоз этот дал при испытаниях на швейцарских железных дорогах очень благоприятные результаты, позво- ляющие возлагать большие надежды на дальнейшее развитие этого типа.

3) Турболокомотив системы Юнгстрема, предложенный в 1921 г. для шведских железных дорог; первоначальные сведения о нем были крайне скудны, но в настоящее время опубликовано несколько подроб- ных его описаний ¹⁾ с чертежами. Из этих описаний заимствуем только самое существенное. Отметим прежде всего, что турбина в 1800 л. с. эта не радиальная, как стационарные турбины Юнгстрема, а осевая, смешанная с колесом Кертиса в верхней части и реактивными ступе- нями в нижней. Она построена (как вообще турбины Юнгстрема) для очень высокого давления (18-20 атм. по манометру) и температуры пере- грева до 400° . Вакуум в конденсаторе предполагается в 70-90%, нор- мальное число оборотов турбины — 9200, при скорости паровозов в 110 килом.; зубчатая передача от турбины к промежуточному валу сделана с передаточным числом 1 : 22,5. Обратный ход достигается при помощи введения вспомогательной зубчатой передачи и выключения осевой, что получается при помощи чрезвычайно смелой конструкции, основанной на подвижности осей, уравновешенных давлением масла. На паровозе имеется еще 2 отдельных турбины, одна в 40 л. с. для вентилятора, другая для питательной воды, которая проходит через подогреватель. Конденсатор состоит из котла с водой, в котором происходит обращение пара в воду, причем вода нагревается, но затем вода охлаждается в осо- бых холодильных элементах, охлаждаемых током воздуха. Поверхность охлаждения огромная: 1000 м², зато расхода воды, в отличие от системы Целли, вовсе нет.

Результаты испытаний были благоприятны. По расчетам, приводимым в вышеуказанных статьях, можно принять такое распределение тепла: из 100%, полученных при сгорании топлива, 18% уходят с горячими газами в трубу; 3,5% теряется на трение и прочие механические по- тери в турбине и передаче; 3,3% обратится на приведение в движение вентилятора и 60,5% теряются с отходящим паром в конденсаторе; оста- вшиеся 14,7% преобразовываются в работу, т. е. преобразование полу- чается вдвое лучше, чем в обыкновенном паровозе, что и подтверждается

¹⁾ Engineering № 2951, 2955, июль и август, 1922 г. Locomotive à turbinesysteme Ljungström Gén. Civ. — ноябрь 11, 1922 г. Meinel. Die Turbolokomotive von Ljung- ström, Z. d. V. d. I. № 46, 47, 1922 г.

прямыми опытами, произведенными на шведских дорогах. Этот блестящий результат заставляет ожидать и дальнейших успехов в деле постройки турбо-локомотивов.

Инженер А. И. Шелест в цитированной работе ¹⁾ указывает на тот недостаток турбо-локомотивов, что у них время разгона значительно больше, чем у обыкновенных паровозов и что расход пара за этот период у них гораздо больше, чем у обыкновенных паровозов. Поэтому он считает, что турбо-локомотивы окажутся более пригодными для пассажирских, чем для товарных поездов. Вероятно турбо-локомотивам придется преодолеть и другие „детские болезни“, по выражению известного немецкого авторитета в области паровозостроения, Мейнске, в его статье об этом паровозе ²⁾. Но, всетаки надо признать, что в лице турбо-локомотивов Целли и Юнгстрема сделан крупный и решительный шаг в деле завоевания области железнодорожного транспорта паровыми турбинами.

Этими краткими сведениями о турболокомотивах мы заканчиваем характеристику новейших типов паровых турбин и переходим к вопросу об использовании в них тепла.

Основным условием для надлежащего использования тепла в тепловых двигателях является надлежащий выбор условий работы, т. е. прежде всего высоты начального давления, температуры перегрева и давления в конденсаторе.

Надо сказать, что уже до войны была вполне выяснена выгодность больших перегревов и высокого вакуума. По этому перегрев до 300° у турбины был и в то время довольно обычным, но встречались установки с температурой пара в 350° С. Влияние высокого вакуума было выяснено Юссе, дающим ³⁾ такую таблицу:

Вакуум %	85	88	90	92	94	95	96	97	98
Соотв. темп пара С ° . .	53,7	49,2	45,6	41,3	36,0	32,3	28,8	23,9	17,3
Расход пара на 1 эф. л. с.	4,84	4,67	4,54	4,39	4,22	4,125	4,02	3,89	3,71
Сбережение вследствие повыш. вакуума кгр. в 1 час.	—	0,17	0,30	0,45	0,62	0,715	0,82	0,995	1,13
Сбережение вследст. по- выш. вак. %	—	3,5	6,2	9,3	12,8	14,8	16,95	19,6	23,4
Сбережен. на 1% повыш. вак.	1,1	1,3	1,5	1,8	2,15	2,45	2,8	3,8	—

¹⁾ А. И. Шелест, цитир. раб., стр. 50—54.

²⁾ Цитиров. статья в Z. d. V. d. I. — № 46, 47, 1922 г.

³⁾ Z. d. V. d. I 2 апр. 1911 г., стр. 28, приведена в русском переводе книги К. Шмидта „Конденсация паровых машин и паровых турбин“, стр. 243.

Таким образом предел для вакуума обуславливается его технической осуществимостью, стоимостью устройства и соответствующими расходами. В больших установках его в то время выбирали в 95 — 96%.

Поэтому в отношении перегрева и вакуума увеличение и не могло быть особенно большим: в настоящее время обыкновенная температура перегрева поднялась до 350°, а вакуум часто доходит до 96,5 — 97%. Температуры перегрева выше 350° встречаются редко: в Европе новая станция в Gennevilliers возле Парижа построена для температуры перегрева до 375°, некоторые американские станции идут еще выше, доходя до 400° С ¹⁾, но эта температура является, повидимому, пределом, за который нельзя переходить, по крайней мере при употреблении современных материалов для лопаток и дисков.

Заметнее прогресс в отношении применения более высоких давлений: в то время, как до войны абсолютные давления брались в больших установках обыкновенно около 12 — 14 кгр./см. ²⁾, в настоящее время применяются давления значительно высшие: на целом ряде станций мы встречаем давления в 16 — 17 атм. абс., а в некоторых случаях применяются давления выше 20 атм.

Так, например, на громадных новых станциях в Мильвоки ³⁾ и Кольфаксе ⁴⁾ имеем давление в 18,6 атм., температуру же пара в первой — 321,5°С, а во второй — 307,5; на Calumet Station (Commonwealth Edison C-ie) ⁵⁾ имеем давление 21 атм., а температуру — 327,5°С. На станции Gennevilliers имеем давление 23 атм. абс., температуру, как было уже указано — 375° в котлах и 350° у турбин ⁶⁾, наконец имеются примеры американских станций в Waukegan с давлением в 26 атм. ⁷⁾ и в North Tees с давлением в 32 атм. ⁸⁾. Но на ряду с этим следует указать, что даже в самых больших современных установках встречаются давления значительно низшие. Так например, в турбине Вестингауза в 60000, поставленной на одной из Нью-Йоркских станций и испытанной

¹⁾ Baumann в цитиров. статье считает, что 370° и 97% являются теперь стандартными условиями, другие авторы принимают за норму — 350°; это число мне кажется более соответствующим норме.

²⁾ Эти пределы взяты были и в трех турбинах, которых цифры потребления приводились у нас выше.

³⁾ Power. Апр. 18, 1922 г.

⁴⁾ Engineer. Март 3, 1922 г.

⁵⁾ Power. Май 30, 1922 г.

⁶⁾ Gén. Civ. Июль 1, 1922 г.

⁷⁾ Power Сент. 12, 1922 г.

⁸⁾ Gén. Civ. Авг. 12, 1922 г.

в текущем году, применено давление в 15,5 атм. и температура пара в 285° С ¹⁾).

Повидимому в ближайшем будущем можно ожидать дальнейшего повышения давлений, употребляемых на крупных центрах. Однако здесь тоже есть предел, диктуемый как техническими, так и экономическими соображениями. К этому выводу приходят многие новейшие исследователи. Так например, Кемр в своей работе ²⁾, посвященной специально вопросу о выборе давления и температуры перегрева в паровых турбинах, разбирает три температуры перегрева: 400°, 370° и 343° и находит для них коэффициенты полезного действия циклов Ренкина при разных давлениях. При этом получается такая таблица:

Давлен. кгр./см ² .	Температуры перегрева. ³⁾		
	343°	370°	400°
14	0,348	0,354	0,352
21	0,366	0,369	0,371
28	0,377	0,381	0,384
35	0,387	0,390	0,393
42	0,393	0,396	0,400
49	0,398	0,401	0,405
56	0,401	0,404	0,408

Мы видим, что эти коэффициенты медленно возрастают с давлением. Но практически с увеличением давления увеличиваются другие потери, а потому практические кривые коэффициентов полезного действия показывают максимумы при неслишком больших давлениях. Таким образом получают такие максимальные значения коэффициентов:

Для температуры 400° при 49	$\frac{\text{Егр.}}{\text{ска}^2}$	= 0,311
" " 370 " 45	" "	= 0,304
" " 343 " 42	" "	= 0,298

Чисто же экономические соображения о повышении стоимости устройства с повышением давления могут еще понизить эти значения наивыгоднейших давлений. Такой авторитет в деле постройки электрических станций, как Клингенберг, утверждает, что экономически выгодный предел давлений лежит только около 25 атм. ⁴⁾.

¹⁾ Reynolds and Hovey Tests of a 60000 KW Cross-Compound Triple-Cylinder Steam Turbine. Engineering, авг. 25, сент. 1, 1922 г.

²⁾ Electrician, июнь 30, 1922 г., подробно реферировано в Gén. Civ, стр. 163—164 авг. 12, 1922 г.

³⁾ Ср. аналогичную таблицу Шюле для температуры в 350°, приведенную нами в § 2.

⁴⁾ Klingenberg. Die Zukunft der Energiewirtschaft Deutschlands. Z. d. V. d. J., Июнь 22, 1922 г.

Обращаясь теперь к цифрам потребления пара в новейших турбинах, заметим прежде всего, что они крайне разнообразны и зависят от разных условий работы. Поэтому могут получаться более благоприятные результаты при меньших размерах турбины, чем при самых больших. Но для турбины более или менее схожих типов можно принять, что расход зависит от мощности, уменьшаясь вместе с увеличением последней. Johnson дает такую таблицу изменений расходов пара турбин различной мощности, если расход турбины в 20000 *KW* принять за единицу:

Мощность	5000	16000	20000	30000	40000
Относ. расх. пара	1,17	1,08	1,00	0,98	0,965

Расходы пара в современных паровых турбинах колеблются между 5,5 кгр. и 4,5 кгр. на *KW* час.

Приведем несколько примеров испытаний, ограничиваясь сообщением немногих самых существенных данных.

1) Турбина General Electric C-1e в 35000 *KW* (для станции Interborough Rapid Transit C-1e в Нью-Йорке при очень тщательных испытаниях при разной нагрузке дала ¹⁾ при давлении в 15,1 атм. абс. и (сравнительно низком) перегреве на 66,6° С наименьший расход при мощности в 27740 *KW*, именно 5,107 кгр. на *KW* час, что соответствует термическому коэффициенту в 24,81% и термодинамическому — в 75,84.

2) Турбина Броун-Бовери для станции в Амстердаме (1919 г.) ²⁾ только в 6000 *KW* дала такие результаты:

Мощность без отнятия работы конденс. <i>KW</i>	6230
Давл. пара перед турб. $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.	14,0
Температура ° С	350
Давление в паропроводящей трубе $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.	0,04
Расход пара, кгр. на <i>KW</i> час	4,84
Термодинам. коэффиц. полезн. дейст. %	74,5

3) Турбина Викакса для станции в Dalmagock ³⁾ в 18750 *KW* при давлении в 17,6 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$, температуре пара в 343,5° С и вакууме в 97% дала такие результаты:

11250 <i>KW</i>	4,85 кгр. пара в час на 1 К
15000 "	4,8
18750 "	4,76

¹⁾ Stodola, цитиров. соч., стр. 570.

²⁾ Stodola, цитиров. соч., стр. 583.

³⁾ Electrician, стр. 687—689, июнь 9, 1922 г.

4) Турбина Вестингауза в 60000 КВ¹⁾ с абсолютным давлением пара 15,5 кгр./см.², температурой его в 285° С и вакуумом в 700 мм. ртутн. столба дала в одном из рядов испытаний такие результаты:

Мощность	Абс. давл. кгр. см. ²	Вакуум мм. рт. ст.	Температура пара ° С	Расход пара на 1 КВ час.	Термо- дин. к. п. д.	Термич. коэффци. п. д.
55059	15,39	705,1	285,1	5,062	74,9	24,7
55063	15,47	713,0	282,1	5,080	74,6	24,6
59283	15,42	697,0	283,5	5,071	74,8	24,7
60456	15,38	713,5	285,0	5,094	74,4	24,6
66860	15,26	685,8	289,0	5,125	74,0	24,4
67168	15,20	694,2	286,3	5,125	74,0	24,4

В одном из других опытов получился термический коэффициент полезного действия еще больший, именно 25,1%.

5) Турбина Парсонса для станции Corville в 10000 КВ²⁾ (с числом оборотов, равным 2400):

Мощность КВ	9990
Давление $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.	16,1
Температура пара у турб. ° С	364
Расход пара кгр. на КВ час	4,6
Термич. коэффициент полезн. действ.	25,96%

Если взять этот последний коэффициент, как один из наилучших полученных, то, принимая согласно указаниям Стодола³⁾, коэффициент полезного электрического генератора в 96%, потерю на приведение в движение конденсационных устройств в 2% и коэффициент полезного действия котла в 85%, получим экономический коэффициент полезного действия всей установки равным:

$$\eta = \frac{0,2596}{0,96} \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 0,225$$

т. е. 22,5% тепла, содержащегося в топливе могут быть в этом случае преобразованы в работу. Такие же и еще более благоприятные, но или несколько устарелые или недостаточно полные, сведения имеются о турбинах Юнгстрема. Так турбина в 5000 КВ на станции в Вестерясе (Швеция) дала при нормальной мощности такие результаты.

¹⁾ Уже вышеупомянутая. См. Engineering, авг. 25, сент. 1, 1922.

²⁾ Journ. of Inst. of El. Eng., стр. 656, июнь, 1921 г.

³⁾ Стодола, цитиров. сочин., стр. 622.

Давление перед дроссель-клапаном	$\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.	14,82
" после "	"	13,35
" в паровыпускной трубе	"	0,029
Температура пара перед дроссель-клапан.	$^{\circ}\text{C}$	366,6
" " после "	"	334,0
Мощность электрич. генератора		50,39
Расход пара на 1 К \mathcal{W} час, кгр.		4,66

В упомянутых выше статьях В. И. Андреева и М. Д. Каменского приводятся данные о еще меньших расходах пара, доходящих до 4,5 кгр. на 1 К \mathcal{W} час в турбине в 14000—15000 (при 3000 оборотах) с давлением пара в 14 атм., температуре перегрева в 376 $^{\circ}\text{C}$ и вакууме в 97%; при более высоких давлениях и температурах (повидимому только проектированных) расход мог быть понижен до 3,8 кгр. на К \mathcal{W} час (при 25 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ давления и температуре в 400 $^{\circ}\text{C}$).

Из этих данных видно, что даже при осторожных допущениях можно ожидать при некотором повышении современных давлений (м. б. атмосфер до 20) и повышении температуры перегрева до 380—400 $^{\circ}$, понижения расхода пара до 4 кгр. на К \mathcal{W} час, а это будет соответствовать приблизительно 25% использования теплотворной способности топлива, т. е. паровые турбины сравниваются с газовыми двигателями ¹⁾ в отношении использования тепла.

Относительно довоенной практики как в отношении выбора типов, так и их конструктивной разработки и использования тепла, паровые турбины сделали, как видно из настоящего очерка, чрезвычайно большие успехи, наибольшие из всех видов тепловых двигателей.

8. Двигатели внутреннего сгорания.

Двигатели эти работают двумя видами топлива, газообразными и жидкими. Первые типы двигателей внутреннего сгорания были созданы для газообразного топлива, но затем стали успешно применять различные жидкие горючие для той же цели. В истории собственно газовых двигателей эпоху сделало сначала предложение Dowson'ом газа, носящего его имя (около 1890 года), затем — видоизменение этого устройства — переход от газогенераторов с давлением к газовым генераторам всасывающим. Это предложение освободило от необходимости применять

¹⁾ Конечно можно говорить об уравнении с газовыми двигателями, а не Дизель-моторами, у которых коэффициент полезного действия значительно выше.

дорогой светильный газ и повысило экономичность силовых газовых установок.

Таким образом создались благоприятные условия для распространения газовых двигателей и действительно последние стали находить большое применение, впрочем, преимущественно в области мелких и средних установок. Затем новый и чрезвычайно важный толчок газовые двигатели получили после применения к их работе газов металлургических процессов, сначала доменных, а затем и коксовальных печей (около 1900 года).

После этого создались типы действительно крупных газовых двигателей, с успехом конкурировавшие с другими двигателями в установках на металлургических заводах.

Но одновременно с успехом газовых двигателей появился опасный для них конкурент в виде Дизель-мотора. Испытанный в 1897 году проф. Шрётером, в сущности, как экспериментальная машина, он быстро пережил свои „детские болезни“ и при содействии нескольких крупных заводов (особенно завода Augsburg-Nürnberg) приобрел действительно высокие эксплуатационные качества, особенно надежность в работе ¹⁾ и, хотя сильнее всего отклонился от первоначальной идеи изобретателя (воспроизвести цикл, близкий к циклу Карно, в частности осуществить „изотермическое сгорание“), однако дал большую экономию в расходе тепла, став на первое место среди всех тепловых двигателей по величине экономического коэффициента полезного действия.

Эти качества Дизель-мотора повлекли за собою его чрезвычайное распространение, особенно с 1907 года, когда истек срок патента Дизеля. Дизель-моторы быстро стали вытеснять другие двигатели из области малых, средних и сравнительно больших мощностей. Двигатели Дизеля в несколько сот сил сделались обыденным явлением, но они стали строиться даже до 2000 и до 4000 лощ. сил. (фирмы *MAN* и *Зульцер* ²⁾). Это преобладание Дизель-моторов (и вообще двигателей жидкого топлива) не раз встречало осуждение со стороны авторитетнейших писателей по двигателям внутреннего сгорания, в особенности в странах, богатых углем и не имеющих собственных источников нефти. В этом смысле высказывались еще до войны, например, Гюльднер в Германии ³⁾

¹⁾ Эта ранняя история Дизель-мотора, чрезвычайно поучительная, как яркая картина того, каким сложным путем первоначальная идея технического изобретения, облекается в действительно жизненные формы, рассказана недавно на русском языке в статье проф. Сидорова в журнале „Нефтяное и сланцевое хозяйство“ № 9—12, 1921 г.

²⁾ *Z. d. V. d. J.* № 3, 4, 1913 г.

³⁾ H. G ü l d n e r. *Verbrennungskraftmaschinen*, 4 Aufl. 1914, предисловие.

и Клерк в Англии ¹⁾, справедливо указывавшие на каменный уголь, как на основу национального запаса топлива в этих странах и на надежность базирования промышленности на иностранном топливе. Но фактически в области крупных двигателей внутреннего сгорания и в этих странах после войны получают преобладание двигатели Дизеля и о новых крупных установках со специальными газовыми генераторами имеется чрезвычайно мало сведений.

Для Германии это можно объяснить развитием применения в качестве горючего в двигателях Дизеля жидких продуктов сухой перегонки каменного угля и даже бурого угля, получающихся в виде побочного продукта при коксовании этих углей ²⁾. Англия же употребляет огромные усилия, чтобы обеспечить себе надежное снабжение нефтью и даже гораздо менее промышленная Франция идет отчасти по тому же пути, входя для этого в соглашение с Румынией, Галицией и другими странами, имеющими нефтяные источники ³⁾. Во всяком случае в виду такого предпочтения Дизель-мотора для крупных стационарных установок и в морском судостроении можно в нашем обзоре крупных двигателей ограничиться этими двигателями, остановившись только еще на крупных двигателях, работающих газами доменных печей и коксовальных печей, которые, конечно, продолжают успешно развиваться. Из более мелких двигателей с тяжелым топливом мы коснемся так называемых полу-Дизелей, в области которых тоже достигнуты крупные усовершенствования.

В области Дизелестроения особенно яркую картину в новейшее время представляет развитие постройки судовых Дизель-моторов. До войны эта постройка производилась главным образом немецкими фирмами *MAN*, Крупи, швейцарской фирмой Зульцера и связанными с нею фирмами бр. Карельс в Бельгии и Този в Италии, а также фирмами Веркспоор в Голландии и Бурместер и Вайн в Дании. Франция Англия и Соединенные Штаты принимали сравнительно мало участия в постройке крупных Дизель-моторов вообще и судовых Дизель-моторов в частности ⁴⁾. После войны положение совершенно изменилось: топливные затруднения, переживаемые Западной Европой побудили принимать все меры к сокращению расхода топлива. В этом отношении

¹⁾ D. Clerk. Gas, Petrol and Oil Engine, изд. 1913 г. Это мнение автор повторяет в 1920 г. в своей статье, в Engineering. Apr. 22 и 30, 1920 г.

²⁾ Rierpel. Aussichten und Aufgaben des Oelmaschinenbaues, № 49, 1920 г.

³⁾ См. статью проф. Бентковского „Мировая борьба за нефть“, Т. Э. В. № 1, 1922 г.

⁴⁾ Мы не говорим о русских заводах, Нобеля и Коломенском, т. к. заслуги их в области постройки теплоходов общеизвестны и признаны за границей.

Дизель-моторы представляют особые выгоды для торговых судов: потребление нефти в Дизель-моторном судне раза в 2,5 меньше, чем нефти же в турбинном, и потребляемый вес ее раз в 3—5 меньше, чем угля в судах с паровыми машинами ¹⁾. Таким образом сберегается еще большой вес, могущий быть употребленным для увеличения полезного груза судна. Кроме того получают еще следующие выгоды: 1) сокращение персонала (вследствие отсутствия многочисленного штата кочегаров) и улучшение работы персонала (очень тяжелой в котельных помещениях, несмотря на все новейшие усовершенствования); 2) уменьшение площади машинного помещения, 3) легкость погрузки топлива. Поэтому в Англии, Франции и Соединенных Штатах стала происходить крайне витневная постройка Дизель-моторных судов на целом ряде больших заводов ²⁾.

К этому надо прибавить, что фирмы, строившие Дизель-моторные суда до войны, продолжают эту постройку и что к ним прибавились еще Швеция (завод Нобеля в Стокгольме) и Норвегия. Число Германских фирм, строящих судовые Дизель-моторы в Гамбурге, тоже увеличилось: к прежним фирмам прибавились еще Блом и Фос Немецкая верфь в Киле и др. По данным журнала *Engineer* ³⁾. в 1921 г. крупных моторных судов было построено 330000 тонн, а в 1922 г.—на 100000 более, несмотря на тяжелое положение судостроения вообще в этом году. Общий тоннаж моторных судов составляет 6—7% всего мирового тоннажа исполняемых судов. Посмотрим какие же типы судовых Дизель-моторов получили теперь распространение. Мощность исполняемых двигателей и число их цилиндров определяется потребностями торгового судостроения, которые редко требуют двигателей более 4800 лошадиных сил. Эту мощность можно осуществить при помощи 2 гребных валов, причем на каждый придется не более 2400 лощ. сил. Для получения такой мощности можно применить 6 или 8 цилиндровый двигатель с мощностью в одном цилиндре соответственно в 400 или 300 лощ. сил. Средний размер двигателей для торговых судов еще меньше и на цилиндр приходится по данным *Richardson's* ⁴⁾, около 200 л. с. при 4-тактных двигателях и около 400 л. с.—при 2-тактных. Число оборотов обыкновенно бывает около 100 в минуту (до 110—118),

¹⁾ Le Gallou. Théorie Sucinte, description, conduite et Entretien du moteur Diesel, стр. VII.

²⁾ См. более подробный обзор в моей статье: „Вопросы Дизелестроения в Западной Европе и Америке“. Техн. Экон. Вестн. Январь 1922 г.

³⁾ *Engineer*. Январь 5, 1923 г.

⁴⁾ *Richardson*. The Present Position of the Marine Diesel Engines, *Engineering*, стр. 589—592, окт. 29, 1920 г.

скорость поршня в английских двигателях обыкновенно невелика и не превосходит 4 м./сек.

Следующий общий вопрос относительно Дизель-моторов есть выбор между 4- и 2-тактными двигателями. В стационарных двигателях сильно преобладают четырехтактные двигатели; из крупных фирм, строящих стационарные двигатели, выдающимся представителем двухтактного двигателя является фирма Зульцер. В практике же морских Дизель-моторов в новейшее время между этими типами идет оживленная борьба, так что в одном и том же журнале находим статьи сторонников того и другого типа. Так в *Génie Civil* за 1922 год находим статью Cyrilli, написанную в защиту 4-х тактных двигателей ¹⁾ и статью Leverage, сторонника 2-х тактных двигателей ²⁾. Надо сказать, что истекший 1922 г. был очень благоприятен именно для двухтактных двигателей. Опубликован целый ряд очень благоприятных для них опытов и имеется несколько сообщений о прекрасной работе этих двигателей при долговременных переездах. Этими работами ослабляется обыкновенный аргумент противников двухтактных двигателей—указания на их большие расходы горючего (на единицу эффективной мощности вследствие затраты добавочной работы на продувочный насос). Кроме того, при постепенном возрастании мощности исполняемых судовых Дизель-моторов ³⁾ начинает приобретать существенное значение большая легкость осуществления крупных мощностей в одном цилиндре при двухтактном двигателе и меньший вес на единицу силы. Приводим данные некоторых из этих новейших испытаний. Прежде всего для двигателей Дизель-Зульцер имеем ряд сравнительных испытаний ⁴⁾.

	Эффект. нор. нагрузка в т. с	Нормал. число оборотов.	Потребление горючего на коэфф. сил. в гр., на- грузки в частях норм.				Род горючего	Теплотв. способн.
			1/2	3/4	I	5/4		
Четырехт.	40	200	245	215	207	220	—	—
Четырехт.	260	180	209	189	183	187	—	—
Четырехт.	700	150	208	188	182	185	Нефть	10000

¹⁾ Moteurs a quatre temps Diesel-Tosi. Gén. Civ. Июнь 24, 1922 г.

²⁾ Leverage. Moteurs marins a deux temps Diesel-Sulzer. Gén. Civ. Авг. 19, 1922 г.

³⁾ В самой новейшей технической литературе встречается указание на заказ крупного Дизель-моторного пассажирского парохода с 2 гребными винтами к общей мощностью Дизель-моторов в 13000 эфф. л. с. Z. d. V. d. J. стр. 134. Февраль 10, 1923 г.

⁴⁾ Цитиров. статья Leverage, Gén. Civ. Авг. 19, 1922 г.

	Эффект нор. нагрузка в т. с	Нормал. число оборотов.	Потребление горючего на коэфф. сил. и гр. на- грузки в частях норм.				Род горючего.	Теплотв. способн.
			$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	I	$\frac{5}{4}$		
Двухтактн.	1250	100	203,5	190,6	188,4	192	—	—
Двухтактн.	1600	150	260	200	193,5	195,5	—	—
Четырехтн.	260	180	243	222	217	221	—	8800
Четырехтактн.	800	150	238	213	214	215	Каменно- угольн.	8800
Двухтактн.	1250	100	232	217	215,5	219	смола	8874
Двухтактн.	1600	150	237	215	218	220	—	8800

Еще более благоприятны данные относительно торгового судна Samranh ¹⁾ в 11700 т., снабженного двумя Дизель-моторами завода Зульцера общей мощностью в 3400 лощ. сил (размеры каждого из цилиндров $D=0,68$ м., $S=1,1$ м), вес двигателя 192 тонны. При полной нагрузке эти двигатели тратили соответственно по 181,1 и 184,9 нефти на лошадиную силу в час, включая и расход на приведение в движение электромоторов для продувочных трубо-насосов (применение которых введено в новейшее время фармой Зульцер). Расход этот не превышает расходов лучших 4-тактных стационарных и морских Дизель-моторов.

Большое впечатление в иностранной технической литературе произвели в 1922 году опыты с двигателем нового завода Нобель в 1600 эфф. л. с. Двигатель этот ²⁾ — четырехцилиндровый, т. е. на 1 цилиндр приходится в нем 400 эфф. лощ. сил, двухтактный с продувкой через двойной ряд отверстий, как у Зульцера. Размеры цилиндра: $D=67$ мм., $S=920$ мм. Число оборотов—106, т. ч. скорость поршня только 3,25 м/сек.

Нагрузка по отношению к нормальной	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{5}{4}$
Эффект. мощ. лощ. сил.	419,5	830,0	1198	1611	1953
Средн. индик. давл. $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$	2,42	3,87	5,11	6,48	7,58
Средн. индик. мощн. л. с.	761,7	1203,9	1611	2000	2401
Коэффци. мех. полезн. т. %	55	69	74,3	80,5	81,5
Расход топлива в 1 ч. на					
1 эфф. лощ. сил; гр.	240,5	192,4	182,3	179,3	191,4
Экономич. коэфф. пол. д. %	26,4	33,0	34,7	35,4	33,2

¹⁾ В той же статье.

²⁾ Z. d. V. d. J., стр. 53-59, январь 1922 г. Другие опыты, произведенные с этим же двигателем инж. Rasborg'ом, Z. d. V. d. J., стр. 137-139, февраль 11, 1922 г., дали еще более благоприятные результаты.

Обстоятельное сравнение качеств двух и четырехтактных двигателей находим в новейшей статье Watkinson'a. Он сравнивает ¹⁾ типы заводов Бурместера и Вайн, Виккерс и Веркспоор (четырёхтактные), Зульцера (обыкновенный, 2-тактный) и Commellaird-Fullagar (2-тактный—с противоположно движущимися поршнями) для мощностей в 1250 эф. л. с., а затем и для 2500 л. с. Сравнивая их эксплуатационные качества, он приходит к заключению, что четырехтактные двигатели не имеют преимуществ над двухтактными, даже и в отношении расхода топлива, все же четырехтактных двигателей гораздо больше, чем двухтактных, так для мощности в 1250 л. с. получаются для различных двигателей такие веса:

	Тонны
Бурместер и Вайн	192
Веркспоор	137
Зульцер	168
Зульцер с продувоч. турб.-ком.	115
Commellaird-Fullagar	112

Этими данными мы заканчиваем наш общий обзор Дизель-моторов, из которого видно, что степень использования теплотворной способности топлива морских двигателей почти сравнялась в настоящее время с рекордными цифрами использования в стационарных двигателях. Общая конструкция Дизель-моторов мало изменилась. Можно только отметить тенденцию к устранению компрессора для сжатия воздуха ²⁾. В крупных английских морских двигателях Виккерс ввел первый (во время войны) впрыскивание посредством насоса, подающего нефть в особый цилиндр, расположенный рядом с цилиндрами двигателя и сжимающий там сильную пружину. Эта пружина и доставляет давление, необходимое для распыливания топлива, но для надлежащего распыливания величины этого давления пружина должна быть, чрезвычайно значительна: до 300 атм. и выше. Несмотря на затруднительность осуществления таких давлений и поддержания при них плотности соединений, эта система получила распространение в Англии для крупных морских двигателей. В Германии для двигателей меньших размеров целый ряд фирм стал применять другие приемы. В системе Steinbecker'a ³⁾ возле цилиндра помещается специальная камера,

¹⁾ Watkinson, The Relative Advantage of the Four Stroke and Two Stroke Cycle Marine Diesel Engine. Engineering, январь 5, 1923 г.

²⁾ О введении Зульцером турбо-компрессоров для продувки мы уже говорили выше. Описание этих турбо-воздух. см. Engineering, декабрь 1, 1922.

³⁾ См. мою статью „Вопросы Дизель-строения“ в Техн. Э. В., январь, 1922 г. Идея эта напоминает устройство довоенных двигателей „Бронс“.

в которую отводится часть горючего и производится взрыв; получающееся давление используется для распыливания остальной части горючего, подаваемой в цилиндр машины.

Особенной простотой отличается система, предложенная заводом Дейтц, описание которой только что появилось¹⁾. Систему эту он применяет в своих горизонтальных двигателях небольшой и средней мощности (малый тип от 16 до 60 л. с., средний—от 80 до 125 л. с. в одном цилиндре; большие двигатели—до 500 л. с. строятся, как многоцилиндровые). В этих двигателях поршень снабжается выступом („вытеснителем“—*Verdränger*), который заходит в переднюю часть головки цилиндра (в которой помещены клапаны) и производит там вихревое движение, идущее навстречу подаваемому горючему и разбрызгивающее его. Крайне интересны опыты, указывающие на сильное влияние размеров этого выступа на состояние выходящих газов: полное сгорание получается только при определенной величине этого выступа, при отступлении сильно появляется окрашенный дым и даже сажа. Кроме простоты устройства завод выдвигает еще следующие преимущества своей системы: отсутствие холодного распыливающего воздуха, идущего из обыкновенного компрессора, охлаждающего воздух в цилиндре и делающего необходимым более высокое сжатие, а, главное, возможность применения самого разнообразного горючего с небольшими изменениями условий на одном и том же двигателе.

Есть известия (очень краткие) об устройстве бескомпрессорных Дизель-моторов также на заводах Кертинга и *MAN*. Повидимому вопрос о бескомпрессорном Дизель-моторе скоро получит свое окончательное разрешение.

Из особенных типов Дизель-моторов нужно упомянуть о быстроходных стационарных, которые одно время как будто отошли на второй план, а теперь опять начинают привлекать к себе внимание. Как пример, можно привести большой стационарный двигатель Дизеля в 750 л. с. *English Electric C-1c* с противуположно движущимися поршнями (тип *Fullagar*) с размерами цилиндров: $D = 300$ мм., $S = 415$ мм. и числом оборотов 250 в минуту. Двигатель построен для непосредственного соединения с динамо-машиной в 500 *KW*. Двигатель на испытаниях дал расход в 0,19 кгр. нефти в час на лошадиную силу.

В области судовых двигателей Дизеля интересной является установка на судне *Havelland* с быстроходными Дизель-моторами и зубчатой

¹⁾ Der Deutscher liegende kompressorlose Diesel-motor, Z. d. V. d. J., № 51, 52, декабрь, 23, 1922 г.

передачей к гребному валу ¹⁾: в этой конструкции видно влияние новейших успехов турбостроения. Двигатель представляет соединение 10 цилиндров размерами 530×530 мм. завода *MAN*, первоначально исполненных для подводных лодок. Общая мощность его 1650 л. с., число оборотов двигателя 230, гребного вала — только 85 (передаточное число 1: 2, 7). Установка эта дала очень большую экономию в весе (330 т.) и в объеме (170 м³) по сравнению с непосредственным соединением двигателя с гребным валом. В своей первой поездке в Новый Орлеан двигатели эти развили на 2-х гребных валах мощность в 3600 л. с., причем скорость получилась в 11 — 12 узлов (тоннаж судна — 6308 регистр. тонн). Расход нефти получился только в 130 гр. на 1 инд. силу в час.

Особняком стоят также типы морских Дизель-моторов с противоположно движущимися поршнями. Они строятся заводами *Commellaird Fullagar* и *Doxford* и начинают получать известное распространение. Мы только что говорили о стационарном двигателе *Commellaird-Fullagar* ²⁾, в новейшей технической литературе находим также много описаний двигателя *Doxford*, например описание двигателя в 3000 лощ. сил. (при 4 цилиндрах) для моторного судна „*Eknagen*“ ³⁾. Есть сведения, что тип *Commellaird-Fullagar* принят в новейшее время заводом бр. Карельс в Генге. Двигатель *Doxford* по своим свойствам представляет уже как бы переход от настоящих Дизель-моторов к типу „полу-Дизеля“, так как имеет гораздо более низкое сжатие (до $21 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$) и зажигание достигается тем, что головки поршней не охлаждаются и являются раскаленными, как в двигателях с калильным шаром.

Мы так долго останавливались на Дизель-моторах, так как они являются в настоящее время двигателями с наиболее высоким использованием тепла, доходящим, как мы уже говорили, до 35% ⁴⁾.

Из других двигателей с жидким топливом мы остановимся более подробно на так называемых полу-Дизелях.

Название „полу-Дизель“ довольно неопределенно. Прототипом полу-Дизелей являются двигатели Горнеби Акройд с калильным шаром. После появления и распространения Дизель-моторов в двигателях этого типа часто стало употребляться гораздо более высокое сжатие, и они стали строиться даже для сравнительно больших мощностей, приняв название

¹⁾ Z. d. V. d. J. стр. 13, январь 1922 г.

²⁾ Описан в *Engineering*, апрель 28, 1922 г.

³⁾ *Engineering*, ноябрь 10, 17, 1922 г. Данные о более старых двигателях этой фирмы проведены в моей выше указанной статье в Т. Эж. В. Январь 1922 г.

⁴⁾ Эту цифру дали например опыты с двигателем завода *MAN*, Н. G ü l d e r, *Verbrennungskraftmaschinen*, стр. 552.

полу-Дизелей“ 1). В новейшее время стремятся приурочить к этим двигателям специальный тип теоретического цикла именно „смешанный цикл“, о котором мы говорили в § 4, что в них происходит сначала вспышка при постоянном объеме, а затем горение при постоянном давлении. В этом смысле высказывается, например, Low 2), Уокер 3) и др. Преобладают среди этого типа двухтактные двигатели, но встречаются и четырехтактные.

Двигатели эти получили сейчас большое распространение и применяются как в виде стационарных двигателей, так и в виде судовых двигателей. В последнем направлении полу-Дизели получили чрезвычайное распространение, как резервные двигатели для парусных судов, например в скандинавских странах (Боллиндер в Швеции и др.), в Англии (Виккерс-Петерс, Beurdmore, Campbell, Кросслей и др.) и Франции 4) (французская компания Thomson Houston, Rabotel et Bufaud и др.).

Как мы уже говорили, расход горючего в этих двигателях выше, чем в Дизель-моторах. С повышением сжатия он сильно уменьшается, и экономический коэффициент может дойти даже до 30%, т. е. мало будет уступать экономическому коэффициенту Дизель-моторов.

Low 5) дает такую таблицу для расхода топлива (с теплотворной способностью в 10000 кал.) и коэффициентов полезного действия для этих двигателей в зависимости от давления конца сжатия:

1) Несомненное первенство во времени принадлежит создавшему тип с калильным шаром и впрыскиванием керосина в конце хода английскому конструктору Акройду. В связи с этим в новейшее время в Англии было сделано предложение вместо термина „полу-Дизель“ ввести название „Акройд-мотор“. Но это предложение не получило поддержки, т. к. справедливо указывалось, что современный „полу-Дизель“ представляет соединение Акройда и Дизеля; таким образом соединение с определенным одним именем вообще не совсем правильно и недостаточно характеризует этот двигатель. Oil Engine Nomenclature, Engineering, стр. 45. Январь 12, 1923 г.

2) Цитиров. соч., стр. 484.

3) Кроме вышечитированных статей еще например в статье The Dual Combustion Diesel Engine. Power, июль 26, 1921 г.

4) О Дизелях и полу-Дизелях во Франции см. следующие статьи новейшего времени: „M. Buchet. Etat actuel de la question des moteurs à huile lourde. Mém. de la soc. des Ing. civ. de France, №№ 1, 2, 3. L'application des moteurs Diesel à la marine marchande, Techn. mod. окт. и ноябрь, 1922 г. Les moteurs Semi-Diesel, T. Mod, апрель 1922 г. Les moteurs des bateaux à pêche. Techn. mod., ноябрь, декабрь, 1921 г., январь 1922 г. Les moteurs Semi-Diesel, Gén. Civ., март 4, 1922 г.

5) Low, цитиров. сочин., стр. 565.

	Четырехтактн.			Двухтактн.	
Давление конца сжатия $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$	3,5	4,2	11,8	18,2	12,9
Наибольшее давление в процессе $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$	16,1	11,8	22,75	33,25	21,0
Среднее эффектив. давление	4,8	3,4	5,25	5,8	3,4
Механич. коэффиц. пол. д. %	84,5	78,6	81,6	77,5	78,0
Расход горючего в час на пнд. л. с. кгр.	0,337	0,280	0,207	0,163	0,181
" " эффект.	0,398	0,355	0,254	0,210	0,232
Индикаторный термич. коэфф. п. д. %	19,1	23,0	31,1	39,4	35,5
Экономич. коэффиц. п. д.	16,1	18,1	25,3	30,5	27,7

В новейшее время опубликованы ¹⁾ данные относительно двигателя американского завода De La Vergne в Нью-Йорке. Двигатель этот представляет „полу-Дизель“ с очень высоким сжатием до 23-26 атм., достаточным для самозажигания без раскаленного шара; сгорание происходит при постоянном объеме с повышением давления до 42 ат. Впрыскивание нефти делается без компрессора, а просто посредством насоса с очень высоким давлением (доходящим до 200 атм. при перегрузке), распыливание горючего усиливается, благодаря тому, что оно прогоняется через прорезы, расположенные по винтовой линии вдоль цилиндра, расположенного в трубочке, по которой идет нефть.

Расход нефти у этих двигателей получился почти такой же, как у Дизель-моторов, именно 186 — 191 грамма нефти на 1 эфф. л. силу в час, а в проработавшихся двигателях даже менее (до 181 гр.). Двигатель этот представляет новый интересный шаг по пути сближения типов с моментальным и с постепенным сгоранием.

Быстроходные двигатели, работающие на легком топливе (бензине) — автомобильные, аэропланые и т. п. не могут быть детально рассмотрены при размерах и характере настоящего труда: эволюция их слишком связана с подробностями их конструкции и могла бы быть рассмотрена только с приведением большого числа чертежей этих конструкций. Поэтому мы ограничимся приведением только некоторых новейших цифр, касающихся потребления такими двигателями топлива (каковым является преимущественно бензин). В этом отношении легкие двигатели сделали колоссальные успехи: опыты Watson'a с автомобильным двигателем в 1914 г. ²⁾ давали максимальный индикаторный термический коэффициент около 27% и эффективный термический около 22%, что соот-

¹⁾ F. Grützner, Kompressorlose Oelmaschinen, Z. d. V. d. J., январь 20, 1923.

²⁾ Low, цитир. сочин., 395.

ветствует потреблению в 273 гр. в час ¹⁾ (двигатель делал около 100 оборотов в минуту и степень сжатия от 4 до 4, 7).

Опыты Н. Ricardo 1918 г. ²⁾ производились с автомобильным двигателем, допускавшим уже до 2400 оборотов в минуту, степень сжатия была около 5; потребление бензина на одну лошадиную силу доходило у него минимум до 279 гр. на 1 эфф. силу-час, что соответствует полному экономическому коэффициенту в 28,7% (для индикаторного термического коэффициента получилось наибольшее значение в 31,5%).

В самых новейших опытах с гоночным автомобильным двигателем Н. Ricardo достиг еще более замечательных результатов ³⁾. Число оборотов этого двигателя могло быть доведено до 5000 в минуту (D = 85 мм, S = 132 мм, 4 цилиндра). Степень сжатия — 5,8, двигатель развивал при 3000 оборотов около 124 эф. л. с., коэффициент механического полезного действия получался у него около 0,78, а объемного полезного действия — 0,803. Расход бензина ($H = 10085 \frac{\text{кал.}}{\text{кгр.}}$) при 3000 оборотах на 1 эф. силу в час ⁴⁾ около 204 гр., что соответствует полному экономическому коэффициенту в 31,2%.

Такие величины еще недавно считались бы абсолютно недостижимыми.

Заметим, что и в новейших аэропланых двигателях встречаем тоже очень малое потребление бензина. Так в отчете о последней выставке аэропланых двигателей в Париже ⁵⁾ находим такие данные:

Название двигателей.	Мощн. л. с.	Число обор. в 1'	Расход бенз. и смаз.	
			знав 1 ч. на 1 эфф. л. с. гр.	масла в ч. на 1 эфф. л. с. гр.
Hispano Suiza	290	1800	240	15
Renault (12) цил.	320	1600	260	25
Talbot 6 — 12 цил.	100 — 800	—	225	8

Приведенные цифры расхода бензина являются гарантированными, т. е. во всяком случае достижимыми (хотя бы и при исключительных условиях приемного испытания).

¹⁾ В хорошей же средней практике расход получился гораздо больше, порядка 300 гр. на 1 эфф. л. с. и выше.

²⁾ Low, цитр. соч., стр. 559.

³⁾ Н. Ricardo. The Three Litre Vauxhall Racing Engine. The Automob. Eng., стр. 2-8, январь, 1923 г.

⁴⁾ Заметим, что лощ. силы здесь взяты английские, равные около 1, 014 метрических.

⁵⁾ VIII Exposition internationale de Locomotion aeriennе. Gen. civ, стр. 610—618, декабрь 30, 1922.

Переходим теперь к газовым двигателям.

Как мы уже говорили, нам не приходилось встречать новых сведений относительно крупных газогенераторных установок с особенно высоким коэффициентом полезного действия ¹⁾. Данные же за прежнее время дают для полного коэффициента полезного действия (т. е. отнесенного к теплотворной способности твердого горючего) этих двигателей цифру в 23%, причем эти цифры даются для двигателей малых и средних размеров ²⁾. Для крупных двигателей приходится пользоваться данными относительно использования теплотворной способности газов доменных или коксовальных печей, а не твердого топлива, так как они работают именно на этих газах, являющихся продуктами металлургических процессов, а не получаемыми в специальных генераторах. Приводим следующие данные относительно использования тепла в этих крупных моторах:

	Мощн.	Расход в кал. на нд. л. с.	Расход в кал. на эффек. л. с.	η_m %	η^0
Двигатель завода MAN					
а) на газах дом. печей ³⁾ .	1427 нд. л. с.	1880	2262	83,1	28
б) на газах коксов. печей ⁴⁾ .	1554 KW	1736	2150	81	29,4
Двигатель завода Коккериль					
а) довосные данные ⁵⁾ газ. кокс. печей	1755	2120	2355	90	27
б) новейшие данные газ. ⁶⁾ . доменных печей	8000 нд. с.	1910	2150	89	29,4

Если взять наибольшую цифру использования — 29,4%, то для сравнения с двигателями, работающими генераторными газами надо было бы помножить на коэффициент полезного действия генератора.

¹⁾ Напротив того, в новейшей литературе есть исследование очень крупной установки со специальным газом („газ Монда“) в Англии, давшей чрезвычайно низкое использование теплотворной способности топлива, Engineering (см. январь 27, февраль 3, 10, 1922 г.). Результаты изложены в моей выше цитиров. статье в журнале „Электричество“. Январь 1923 г. Конечно, они не должны быть распространяемы на другие способы получения генераторного газа.

²⁾ Цифра в 23% дается Йоссе (Современные силовые установки, стр. 54) и подтверждается, например, опытами Мато, давшими 23,6%. Стодола (нов. изд., стр. 1074) дает % использования газовосасывающих установок в 25%; эта цифра действительно получается (и даже несколько превосходится), если взять опыт Brauer¹⁾ а и Staus'a с двигателями H. Güldner'a.

³⁾ H. Güldner, ц. соч. стр., 523.

⁴⁾ H. Güldner, ц. соч. стр., 523.

⁵⁾ H. Güldner, ц. соч. стр., 523.

⁶⁾ Rev. univ. des mines, март 1, 1921 г., статья Hubert.

Принимая этот коэффициент за 0,85, получим полный коэффициент полезного действия двигателей, работающих газами металлургических процессов в 0,294. $0,85 = 0,25$, т. е. тот же, что и газогенераторных двигателей.

Во всем предыдущем изложении мы намеренно останавливались только на цифрах наибольшего возможного использования тепловых двигателей разных категорий при условиях наивыгоднейшей работы и только вскользь указали на некоторые цифры, касающиеся обыкновенных средних условий работы (для паровозов, довоенные данные для паровых турбин). Этот вопрос слишком обширен, чтобы его разобрать здесь.

Укажем только, что в этом отношении всеми двигателями сделаны большие успехи. Они особенно велики для паровых турбин, у которых прежде расход на единицу мощности быстро увеличивался при уменьшении нагрузки. При современных способах регулирования в паровых турбинах расход стал расти крайне медленно с повышением нагрузки. Так например, для новейших турбин В. К. Эл. почти нет разниц между расходом при полной и при половинной нагрузке. В других турбинах повышение это тоже незначительно и достигает 10-15%, т. е. все-таки лучше, чем у Дизель-мотора, у которого оно достигает 21%. Газовсасывающие же двигатели дают при половинной нагрузке до 50% превышения расхода на единицу мощности.

В настоящей главе мы постарались дать понятие об эволюции нормальных типов важнейших стационарных двигателей и об успехах, достигнутых в использовании тепла двигателями. В следующей главе мы остановимся на различных предложениях повысить это использование при помощи способов, отличных от общепринятых.

ГЛАВА III.

Способы повышения использования тепла в тепловых двигателях.

9. Расширение интервала давлений и температур в паровых двигателях.

Мы говорили уже о том, что повышение давления впуска и понижение давления выпуска, а также повышение температуры увеличивает коэффициент полезного действия теоретического процесса; до известного предела они влияют повышающим образом и на практическое использование тепла в паровых установках. Мы указывали (в главе о паровых турбинах) на тенденцию к постепенному повышению давления и температуры перегрева в современных паровых установках. Интересно остановиться на попытках выйти за пределы нормально употребляемых давлений и перегревов и посмотреть к каким результатам они приводят. Когда мы говорим об увеличении интервала давлений, то подразумеваем, главным образом, повышение давления впуска, т. к. понижать давление выпуска возможно только до предела, даваемого температурой и количеством охлаждающей воды в паровых турбинах, этот предел уже давно достигнут; таким образом в этом направлении можно говорить только об употреблении в паровых машинах такого высокого вакуума, который обыкновенно употребляется в паровых турбинах.

Мы остановимся сначала только на опытах просто повысить давление впуска и температуру перегрева значительно выше нормальных пределов. Идея применения пара высокого давления в паровых машинах — не нова. Имеются краткие сведения о попытках этого рода, Perkins'a в Америке и Alban'a в Германии, сделанных в 30-х и 40-х годах XIX столетия¹⁾, из которых первый применял пар давлением до 98 и даже

¹⁾ Довольно подробные сведения об этих попытках имеются в истории паровых машин Thuston'a: *Geschichte der Dampfmaschine*, т. II, стр. 120 и след.

до 130 ат. (производимый в небольшом котле специальной конструкции), второй — давлением до 70 атм. (в большей части опытов держался впрочем в пределах 42 — 56 ат.). Однако, какого-либо успеха эти предложения по тогдашнему уровню техники не имели и не могли иметь.

В более новое время (около 1897 г.) опыты над применением паром высокого давления в паровых машинах делались Терстоном ¹⁾; эти опыты были произведены однако с очень малой экспериментальной паровой машиной (только в 10 лошадиных сил). Давление доводилось до 20 ат. и даже до 28 ат., но особенно благоприятного результата не получилось, что и понятно в виду очень малых размеров машины.

Около того же времени Лаваль ²⁾ занимался разработкою типа котла, могущего давать пар при 100 ат. давления и делал опыты над применением пара такого давления в своей паровой турбине. Расход пара получился у него довольно значительный: 7,9 кгр. в час на 1 л. с., так что совершенно не оправдывались крайние затруднения и расходы при получении пара такого высокого давления. Что касается высоких температур перегрева, то термическая выгодность их давно известна ³⁾. Практические же опыты с применением чрезвычайно высоких перегревов делались Нейлманн'ом с локомобильными машинами ⁴⁾. В одном из таких опытов со 100-сильным локомобилем Вольфа, работающим при манометрическом давлении в 15 атм. с конденсацией (но без промежуточного перегрева), температура перегретого пара была доведена до 478° С, причем расход пара получился в 3,19 кгр. в час на 1 инд. лош. силу и в 3,4 — на 1 эффективную л. с.; расход же топлива — 0,402 кгр. на 1 эфф. л. с. в час; механический коэффициент полезного действия получился при этом равным 0,94, термический индикаторный — 0,26 (по данному расходу тепла в час на 1 инд. лош. с. равному — 2465 кал.). Если принять коэффициент полезного действия котла в 0,8, то получилось бы для полного коэффициента полезного действия значение:

$$= 0,8, 0,26 \cdot 0,94 = 0,2$$

¹⁾ Rév. de Mécan., стр. 1025 и след. Более подробное изложение в статье Thurston'a. Promise and Potency of high pressure steam Trans of the Ins. of American. Engin., т. XVIII, 1897.

²⁾ Rev. de Mécan., 1898 г., 2-е полуг., стр. 335.

³⁾ Численные значения для коэффициентов полезного действия циклов Ренкина при высоких перегревах (до 500° С) приведены в статье Нубл: Der Einfluss der Ueberhitzung und des Vacuums auf den Dampfverbrauch, Z. d. V. d. J. 1910 г.

⁴⁾ См. вышецитиров. статью Neilmann'a. Z. d. V. d. J., стр. 924, 1911 г.

т. е. получается довольно значительное сбережение по сравнению с обыкновенным перегретым паром с температурой равною 350°. Экономия эта получается равной:

$$100 \frac{0,2 - 0,175}{0,175} = 14 \%$$

Однако практика даже самых новейших локомотивов не перешла к таким высоким перегревам, а сохранила температуру в 350°. Точно так же и практика современных паровых турбин не переходит, как мы уже говорили, за 400° С, а вообще держится 350—375° С. В новейшее время опубликованы были результаты опытов с паром крайне высокого давления и температуры, именно в 60 атм. и 400° С.

Опыты эти были произведены известным создателем паровозных перегревателей машин для высокого перегретого пара, W. Schmidt'ом¹⁾. Он начал свои опыты еще в 1910 г. и прежде всего выработал тип котла для этого высокого давления. При этом он отказался от типа котлов Серполе (в виде змеевика), обыкновенно применявшихся для очень высоких давлений в виду трудности их чистки и перешел к типу водотрубных котлов с сильно наклоненными трубами (вроде Ярроу). В конце концов ему удалось построить такой котел на 60 ат. давления с поверхностью нагрева в 72 м² и площадью колосниковой решетки сначала в 1 м², а окончательно—в 1,44 м², причем на ней могло быть сожжено до 100 кгр. угля на 1 м² в час (уголь с теплотворной способностью в 7500 кал.). Этот котел давал при этом в час до 1340 кгр. пара. Особенных трудностей при обращении с этим котлом не встретилось (трудно было подобрать подходящие водомерные стекла и материал для уплотнений в паропроводе; для последней цели оказался подходящим клингерит). Устройство паропровода очень облегчено было его малым сечением, равным только $\frac{1}{6,3}$ площади обыкновенного паропровода для такого же количества пара при давлении в 10 атм.

Первые опыты с паром этого высокого давления W. Schmidt произвел с машиной тендем с цилиндрами простого действия, применявшимися им в первых конструкциях машин с высоким перегревом пара. Число оборотов было взято равным 150, парораспределение—клапаном. Расход в калориях в час на инд. с. получался от 2410 до 2390 (соответственно 22 ат. и 44 ат. давления впуска).

¹⁾ Подробные сведения об этих опытах изложены были в докладе Hartmann'a на общем съезде общества немецких инженеров в 1921 г. и помещены в Z. d. V. d. J. №№ 26, 27, 28, 32, и 38, 1921 г.

Эти опыты обнаружили очень низкий термодинамический коэффициент полезного действия цилиндра низкого давления: около 50 %, в то время как цилиндр высокого давления давал величины для этого коэффициента, лежавшие между 87,6—88,5. Дальнейшие усилия W. Schmidt'a были направлены на увеличение именно коэффициента полезного действия цилиндра низкого давления: для этого он применил промежуточный перегрев пара, чтобы обеспечить сухость его во время работы в цилиндре низкого давления. Кроме того он применил очень большое расширение, присоединив к первоначальным 2 цилиндрам еще 2, так что машина получилась с 4-кратным расширением. Окончательные опыты 1921 года с этой машиной 4-кратного расширения, при давлении пуска около 60 атм. и температуре пара в 400°, (при общей мощности машины $N_1 = 147,4$) дали расход пара в час на индикаторную силу, равный 2,35 кгр., что соответствует расходу в 2070 кал. (отнесенному к воде при 0°). Таким образом получится термический индикаторный коэффициент полезного действия, равный $\frac{632}{2070} = 0,305$, т. к. коэф. мех. пол. д. получился равный около 0,92 и котла—0,8, то полный экономический коэффициент получился равный:

$$= 0,305 \cdot 0,92 \cdot 0,8 = 0,23$$

т. е. получилось использование около 23 % тепла, заключенного в топливе — результат не превзойденный, как мы видели, даже самыми лучшими современными паровыми турбинами.

Результаты, полученные W. Schmidt'ом конечно чрезвычайно замечательны. Но при обсуждении его доклада, все таки, большинство оппонентов находило, что экономия получается при этом за счет слишком большой исключительности условий работы и что такая паровая машина вряд ли может получить особенно большое распространение и вытеснить обыкновенный локомобиль с высоким перегревом пара и тем менее паровую турбину ¹⁾. Сам докладчик, Hartmann, особенно настаивал на широкой возможности при этой машине использовать с выгодой теплоту отходящего пара и промежуточного отвода пара.

Во всяком случае после доклада W. Schmidt'a дальнейших сведений о постройке настоящих промышленных типов машин с таким высоким давлением не было.

¹⁾ Ср. статью Heilmann'a: † Wärmeausnutzung der Kolbendampfmaschinen Z. d. V. d. J. № 14, 1922 г.; там же ответ Hartmann'a.

Этими краткими сведениями о машине W. Schmidt' а мы заканчиваем настоящий отдел.

10. Применение в паровых двигателях паров других жидкостей, кроме воды. Машины с парами нескольких жидкостей; соединение паровых двигателей разных категорий.

Если бы принять за идеальный процесс паровой машины цикл Карно и совершать его между одинаковыми интервалами температур, то коэффициенты полезного действия получились бы одинаковые для всяких рабочих тел. Но при этом в одном случае могли бы получиться более удобные давления, чем в другом. Обратное, если исходить из одинаковых интервалов давлений, то для разных жидкостей могут получиться разные интервалы температур и для одних может получиться более высокий коэффициент полезного действия, чем для других.

При более точном изучении вопроса следует взять вместо цикла Карно — цикл Ренкина (или даже принять во внимание неполное расширение), а затем ввести и чисто практические соображения о размерах цилиндра, большей или меньшей легкости обмена тепла со стенками цилиндра для тех или иных паров и т. д.

Мысль воспользоваться парами других жидкостей, кроме воды, для приведения в движение паровой машины — не нова и уже в 1798 г. известный изобретатель ткацкого станка, Картрайт, предложил устройство паровой машины с поверхностным конденсатором, причем, как на одно из преимуществ этой системы, указывал на возможность применения в ней паров алкоголя вместо воды ¹⁾.

Позже предлагался целый ряд других летучих жидкостей: эфир. (Tissot, Beguin) ²⁾, аммиак и др.; практического применения все эти системы не получили прежде всего вследствие целого ряда неудобств при их применении: огнеопасности, летучести, иногда — ядовитости предлагавшихся веществ и т. п. Теоретическое исследование вопроса о „наивыгоднейшей жидкости для паровой машины“ было сделано Schrepper'ом ³⁾. Он находит приблизительные выражения для коэффициента полезного действия цикла Ренкина для паров какой-либо жидкости, именно:

$$\frac{\eta_r}{\eta_c} = 1 - K (T_0 - T_1) \dots \dots \dots (46)$$

¹⁾ Thurston. Geschichte der Dampfmaschine, I т., стр. 152.

²⁾ Haton de la Goupillière. Cours de machines, T. I. § 521.

³⁾ Schrepper. Die Theorie der Mehrstoffdampfmaschinen. Leipzig, 1903.

где η_r — коэффициент цикла Ренкина для рассматриваемых паров в интервале температур от T_0 до T_1 , η_c — коэффициент полезного действия цикла Карно для тех же температур. Для коэффициента K он находит следующее приблизительное выражение

$$K = \frac{Mc p_0}{G T_0 \left(\frac{dp}{dt}\right)_0} \cdot \dots \dots \dots (47)$$

в котором M означает молекулярный вес рассматриваемой жидкости, G — газовую постоянную (одинаковую для всех газов), c — теплоемкость рассматриваемой жидкости.

Если считать p_0 , T_0 и T_1 — определенным по общим условиям работы машины, то для получения возможно большего η_r нужно, чтобы K было возможно малым; для этого M и c должны быть малы, а $\left(\frac{dp}{dt}\right)_0$ — возможно велико.

Schreber приводит целый ряд жидкостей, представляющих соединения водорода, углерода, азота и кислорода, и изучает с точки зрения относительной величины K и возможности применения их в паровой машине.

На первом месте по малости молекулярного веса стоит аммиак (NH_3 ; $M=17$) и действительно K имеет у него малое значение. Но он имеет слишком близкие пределы температур T_0 и T_1 , возможных для применения в паровой машине и потому η_r у него будет малым и в общем применение его дало бы коэффициент цикла Ренкина гораздо меньший, чем у „водяной“ паровой машины. В самом деле уже при $40^\circ C$ у него получается давление в $16 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$, т. е. того же порядка, как в обыкновенных паровых машинах. Приняв эту температуру за t_0 , получим $T_0 = 313$; за t_1 берем 15° , т. е. $T_1 = 288$. Тогда будет

$$\eta_c = \frac{40 - 15}{313} = 0,08$$

т. е. вдвое меньше, чем даже практически получающийся коэффициент использования тепла в паровых машинах. На втором месте в таблице Schreber'a стоит вода (H_2O ; $M=18$), которая и является таким образом при практически осуществимых и удобных условиях работы наимыгоднейшею жидкостью для употребления в паровой машине.

Алкоголь ($C_2 H_6 O$; $M = 46$) стоит на 8 месте в таблице Schreber'a, а эфир ($(C_2 H_5)_2 O$; $M = 74$) на 17-м, но интервалы давлений и температур у них более благоприятны, чем у аммиака; поэтому они и являлись (как уже мы указывали) излюбленными жидкостями, предлагавшимися для замены воды в паровых машинах. Однако и их теоретические циклы не будут выгоднее, чем теоретические циклы для паров воды. Так например, имеем для эфира при $T_0 = 150 + 273$ (это соответствует давлению в $18 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ и $T_0 = 20 + 273$ (давление = $0,59 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$)

$$\eta_c = \frac{150 - 20}{150 + 273} = 0,31$$

для паров же воды получится при давлении в $18 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ температура $T_0 = 206 + 273$.

$$\eta_c = \frac{206 - 20}{206 + 273} = 0,39$$

т. е. значительно больше. Аналогичные соотношения получаются и для алкоголя.

Одною из оригинальных попыток замены воды другою жидкостью является предложенный в 1888 году известным английским конструктором Ярроу керосиновый двигатель, в котором рабочим телом являются пары керосина (при опытах употреблялся керосин плотностью в 0,725). Эти пары получаются испарением жидкого керосина в змеевике при давлении в $5 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$; испарение совершается помощью сжигания в этом котле керосина или другого топлива. Отработав в цилиндре, пары керосина идут в поверхностный холодильник в котором вновь обращаются в жидкое состояние и идут в котел.

Несмотря на довольно благоприятные отзывы¹⁾ о работе этого двигателя (примененного на моторных лодках), построенных для спортивных целей) он не получил распространения.

Большее значение, чем замена паров воды парами другой жидкости, получило применение в машинах паров двух жидкостей, расположенных в порядке возрастающей летучести, так что пары, отработавшие в „верхней“ паровой машине, переходят в поверхностный холодильник и, конденсируясь там, обращают в пар более летучую жидкость, пары

¹⁾ Z. d. V. d. J., стр. 1250, 1905 г.; Engineering, стр. 349, 517, 610, 1888, г. I.

которой идут во второй рабочий цилиндр, затем во второй холодильник, охлаждаемый новой летучей жидкостью и т. д.; последний холодильник должен охлаждаться водою. Фактически не предлагалось более 3 жидкостей¹⁾; самая же идея об устройстве комбинированных машин с 2 жидкостями принадлежит французскому инженеру *Du Trembley*, который уже в 1840 году осуществил ее в судовых машинах, а затем много лет работал над усовершенствованием таких машин²⁾. Жидкость, употреблявшаяся *Du Trembley* в низшей ступени, был эфир.

Машина с паром воды работала у *Du Trembley* в интервале температур 120° (2 атм.) и 70° (0,30 атм.), а машина с парами эфира — в интервалах: 52° (1, 75 атм.) и 20° (0, 57 атм.) Опыты показали выгоду такой системы, особенно заметную в виду низкого давления и низкой температуры водяного пара, примененного в этих опытах: присоединение эфирной машины значительно расширяло температурный интервал всей установки.

Однако, как эфир, так и другие, предлагавшиеся *Du Trembley* и его ближайшими последователями, жидкости (хлороформ, древесный спирт, сероуглерод и др.) отличались легкой воспламеняемостью, а иногда и ядовитостью; поэтому после первых удачных опытов с ними обыкновенно наступало разочарование и они оставались. В последний раз попытка постройки бинарных поршневых машин в крупном масштабе с паром SO_2 в нижней ступени была сделана Берендсом и Циммерманом³⁾ в 1892 г., особенно они горячо рекомендовались в статьях проф. Иоссе⁴⁾, который сделал в этих машинах ряд усовершенствований и произвел с этими усовершенствованными машинами многочисленные опыты, давшие очень благоприятные результаты. В одном из опытов Иоссе машина для паров SO_2 (цилиндр с шатунно-кривошипным механизмом) была присоединена к валу 3 цилиндровой опытной машины лаборатории Берлинского Политехникума. При этом вакуум в конденсаторе для паров воды брался около 80%, что давало возможность испарять SO_2 при температуре в 56-60° C, соответствовавшей давлению в $10 - 11 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс. SO_2 обращалось в жидкость в своем холодильнике охлаждающей водою, которая входила при 10° и выходила

¹⁾ Schrebber, цитир. сочин.

²⁾ В 1850 г., им издано было специальное сочинение по этому вопросу.

³⁾ Нем. патент № 64735; статья Behrend' a в журнале Z. d. V. d. J., 1892 г. (стр. 1135) и 1902 г. (стр. 1514)

⁴⁾ Mitteilungen aus dem Maschinenbaulabor. der Techn. Hochschule, Berlin, Heft 2, 3, 4; наиболее подробные сведения в III выпуске.

при 15°. При этом получается противодавление в машине, работающей парами SO_2 , около $3,5 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс. В одном из опытов с такой машиной получались следующие результаты:

Индик. мощн. машины с парами H_2O , л. с.	127,1
Расход пара в час на одну инд. л. с. машины H_2O , кгр.	5,0
Добавочн. мощность SO_2 -цилиндра, л. с.	43,5
Расход пара в час на 1 инд. л. с. всей установки:	
$\frac{127, 1 \cdot 5}{127, 1 + 43, 5}$	= 3,74 кгр.

Таким образом получается экономия около 25%, притом при очень хорошей самой по себе паровой (H_2O) машине¹⁾.

Несмотря, однако, на благоприятные результаты, достигнутые с этими машинами, они также не получили большого распространения, главным образом вследствие ряда практических неудобств (слишком высокого давления SO_2 , делающего затруднительным устройство сальника, требуемой очень низкой температуры охлаждающей воды и проч.). Не нашли себе применения и другие вещества, предлагавшиеся для нижней ступени комбинированной машины, например очень мало изученный этил-амин ($C_2H_5NH_2$), упомянутый в вышецитированной книге *Schrepper*'а и др.

После этого внимание изобретателей направилось на высшую ступень комбинированной машины, для которой тоже стали предлагаться разные вещества, причем для нижней ступени бралась вода. Одно из первых предложений этого рода было сделано опять таки *Schrepper* 'ом, который указывал на возможность применить для этой цели анилин (работающий между 310° и 190° С). Но это вещество оказалось непригодным вследствие своей крайней ядовитости. По этой же причине нельзя было применить моно-нитробензола ($C_6H_5NO_2$), тоже предлагавшегося в качестве тела для высшей ступени бинарной паровой машины.

Большой разработкою отличаются предложения *Hort*'а²⁾ применять в качестве тела для высшей ступени паровой турбины тяжелые углеводороды (соляровое масло), являющиеся продуктами перегонки керосина. Эти тяжелые дестилляты керосина могли бы по расчетам *Hort*'а ра-

¹⁾ В одном из опытов Шретера (Z. d. V. d. Z, 1905, стр. 745) от присоединения SO_2 -машины получилась экономия 23,8%,

²⁾ Forschungsurleiten Heft, 116.

ботать в интервале между 350° и 200° С (что соответствовало бы давлениям в $12,5 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2} 2$ абс. и $1 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс.) Холодильник для паров керосина являлся бы испарителем для паров воды.

Этот более новый вопрос об утилизации высокого интервала температур при помощи жидкостей с большим молекулярным весом и с высокой температурой кипения находит себе более рациональное решение при помощи паровой турбины, а не паровой машины; у таких жидкостей, при одинаковых пределах давлений (верхнем и нижнем), получается меньшее тепловое падение, и следовательно и меньшая скорость пара. Поэтому легче получить отношение скорости на окружности к скорости пара C_1 , отвечающее наибольшему коэффициенту полезного действия турбины, т. е. можно брать меньше ступеней давления или даже ограничиться 2—3 степенями скорости.

Это обстоятельство было указано еще в 4 издании книги Стодола В самом деле прием для уравнения адиабиты таких паров тоже выражение политропического вида:

$$p v^k = p_1 v_1^k$$

Тогда для скорости адиабатического истечения между пределами давлений p_1 и p_2 получим известное выражение

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots (48)$$

Заменяя произведение $p v$, его выражением из закона Бойля-Мариотта :

$$p v = \frac{R}{M} T, \dots \dots \dots (49)$$

где R — универсальная газовая постоянная, принимаемая в новейшее время равной 848 при p в $\frac{\text{кгр.}}{\text{м}^2}$ и V — в м^3), получим:

$$w^2 = \frac{2zk}{k-1} \frac{RT_1}{M} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots \dots (50)$$

Отсюда заключаем, что при прочих равных условиях скорость истечения паров обратно пропорциональна корню квадратному из молекулярного веса.

¹⁾ Постановление немецкой комиссии по установлению физических постоянных (А. Е. J) Z. d. Z. d. J. стр. 244, Март 11, 1922 г.: R=848, 2.

Этот вывод вполне подтверждается вышеупомянутыми исследованиями Hort'a для тяжелых углеводов. Он нашел следующие значения для теплосодержаний.

i_1 — при 350° равно 220 кал.

i_2 — при 180° “ 160 “ (на той же адиабате), т. е. $i_1 - i_2 = 60$ кал.

$$W = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 427,60} = 709 \frac{m}{sec}$$

для воды же имели бы при интервале температур от 190° до 45° C $i_1 - i_2 = 170$ кал.

$$W^* = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 427 \cdot 170} = 1193 \frac{m}{sec}$$

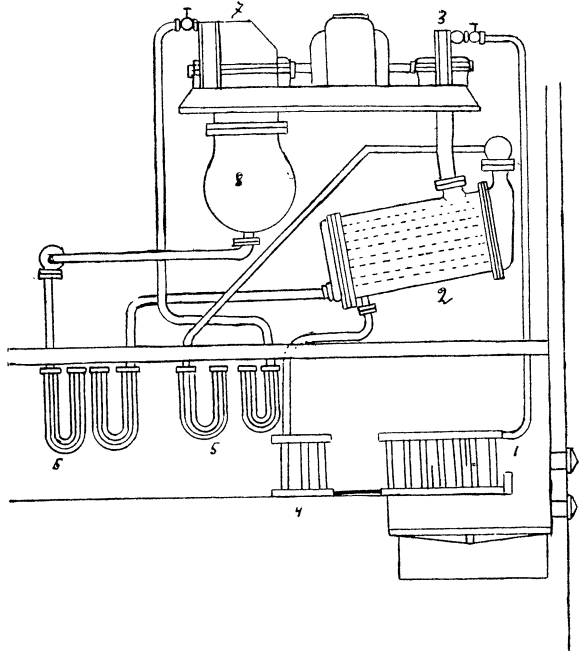
В виду этого свойства паров тяжелых жидкостей было сделано много предложений и самостоятельного употребления их в паровых турбинах. Так Zurringer предлагал для этой цели, как и Hort, тяжелые углеводороды, Leblanc хлороформ (CCl_4), наконец Rohmer взял немецкий патент (№ 108017) на применение паров ртути. Пары ее в виду большого молекулярного веса ($M = 200$) могут дать скорость истечения втрое меньше, чем у паров воды. Поэтому в самое новейшее время именно пары ртути предлагаются для бинарных устройств с паровыми турбинами. Одно из таких устройств, предложенное Emmett'ом¹⁾ изображено на фиг. 6-й:

- 1) Ртутный котел.
- 2) Конденсатор для паров ртути (одновременно — котел для паров воды).
- 3) Ртутная турбина.
- 4) Ртутный подогреватель.
- 5) Перегреватель для паров воды.
- 6) Подогреватель для воды.
- 7) Турбина для паров воды.
- 8) Конденсатор для паров воды.

Турбина эта бинарная; в верхней части работают пары ртути, в нижней — пары воды. Опытная турбина этого рода в 1500 КW, изготовленная на заводе Thomson Houston С-ие находится в работе с 1914 г. Сбережение по сравнению с обыкновенною турбиною достигает 15 — 18%. Фирма собирается строить такие же турбины от 5000 до 15000 КW.

¹⁾ О турбине Emmett'a имеется ряд заметок в новейшей технической литературе; см. напр. Proc. of the Inst. of Mech. Eng., № 6, 1921 г., стр. 601—606, Nower 3 авг., 1921 г. Techn. mod., стр. 30—31, янв. 1921 г. Engineering, стр. 64, 1921, I.

Надо однако сказать, что подробные вычисления относительно этой турбины, приведенные у Стодола ¹⁾ не дают основания рассчитывать на особенно большую выгоду ртутной турбины, т. к. они дают для полного коэффициента полезного действия ртутной турбины (отнесенного к теплотворной способности топлива) величину в 27%, причем на долю ртутной турбины приходится несколько больше одной трети общей работы всей установки. Таким образом величина общего использования тепла во всей установке не увеличится особенно заметно по сравнению с паровой турбиной; между тем применение ртути имеет тоже большие практические неудобства: ее высокую дороговизну, ядовитость и др. ²⁾.



Фиг. 6.

Предлагались также разные комбинации паровых двигателей, например турбин с паровыми машинами, особенно часто в морской практике, причем паровая машина использовала интервал высокого давления и отходящий пар шел в турбину низкого давления. Такое устройство имел ³⁾ например погибший во время войны громадный пароход Британник (53000 тонн водоизмещения), имевший 2 машины четверного расширения по 16000 лш. сил и турбину в 18000 л. с., получавшую пар, отходящий из этих машин. В настоящее время, с применением зубчатой передачи от турбин к гребным валам эта комбинация выходит из употребления.

¹⁾ Stodola. Dampf-und Gasturbinen, стр. 1089.

²⁾ Паровая машина, работающая парами ртути, была описана в журнале Engineer, стр. 696—697, июнь, 6, 1919 г.

³⁾ Techn. mod., декабрь 1922 г., стр. 546.

ния¹⁾, хотя еще в 1920 г. Вауер делал предложение об устройстве даже тройной комбинации для утилизации пара очень высокого давления — 50 атм., причем сначала ставится паровая турбина высокого давления, в которой пар расширяется от давления в 50 атм., затем — паровая машина тройного расширения, из которой пар выходит с давлением в 0,2 атм. и наконец, утилизируется в турбине низкого давления, откуда переходит в конденсатор при давлении в 0,05 атм.²⁾

11. Подогрев питательной воды паром заимствованным из промежуточных ступеней паровой турбины. Вопрос этот тоже вызывает к себе много внимания в современной технической литературе; идея эта находит себе уже некоторое практическое осуществление (поэтому в настоящем параграфе мы хотели дать о ней понятие³⁾).

Как мы уже говорили в I-й главе, идеальным процессом для паровых двигателей является не цикл Карно, а цикл Ренкина.

Отличие между ними заключается в том, что в цикле Ренкина одна из адиабат цикла Карно заменена нагреванием при постоянном объеме. Таким образом сообщение тепла получается не при самой высокой температуре цикла, а потому и коэффициент полезного действия цикла Ренкина меньше, чем цикла Карно. Беря машины для насыщенного пара, получили бы, например, такие значения для этих коэффициентов при начальных давлениях в 5,10 и 13 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ и работе на холодильник: давление = 0,1 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ (температура около 46° С.).

Начальное давление кгр. см. ²	Начальная температура ° С.	Температура холодильника ° С.	Кoeffиц. п. д. цикла Карно.	Кoeffиц. п. д. цикла Ренкина.	Разница в пользу цикла Карно в % цикла Ренкина.
5	152	46	0,249	0,229	8,7%
10	180	46	0,296	0,267	10,8%
13	192	46	0,314	0,281	11,7%

Цифры последнего столбца очень характерны: они показывают, что при полном переходе от цикла Ренкина к циклу Карно могла бы

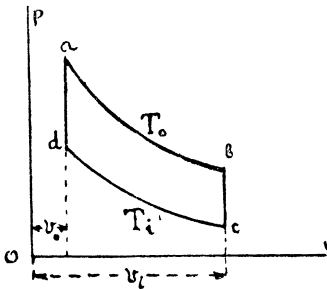
¹⁾ Там же, стр. 547.

²⁾ Стодола, стр. 1088. Сведений об осуществлении этого предложения не имеется.

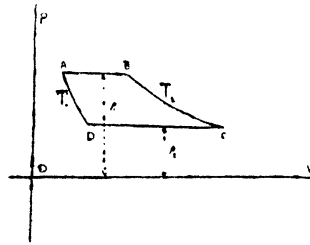
³⁾ См. мою статью: „О подогреве питательной воды паром, заимствованным из промежуточных ступеней паровых турбин.“ Техн., Строит. и Промышл., № 2, 1922 г.

получиться экономия в утилизации тепла (при насыщенный паре) порядка 10% (притом — увеличивающаяся с повышением начального давления). Осуществление цикла Карно в паровой машине представляет большие затруднения и к нему даже и не пытаются переходить, но есть циклы, которых коэффициент полезного действия равен коэффициенту полезного действия цикла Карно, это — так называемые регенеративные циклы.

Такие циклы теоретически были разобраны для двигателей, работающих нагретым воздухом, которые возбуждали большие надежды еще до появления двигателей внутреннего сгорания (и даже позже, в 60-е и 70-е годы прошлого столетия); ими много занимались, например, Рен-



Фиг. 7.



Фиг. 8.

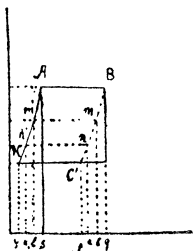
кин, Редтенбахер, Цейнер. Идея их такова: главными кривыми процесса являются, как и в цикле Карно, две изотермы, из которых на одной теплота сообщается телу, а с другой — отдается телом. Но переход с одной изотермы на другую делается не по адиабате, а по какой-либо другой кривой с сообщением или тратой теплоты. Эта теплота при изменении на одной кривой (переходе высшей изотермы на низшую) отдается рабочим телом (воздухом или паром) некоторому добавочному телу, которое и называется регенератором, а при изменении по другой кривой (переходе с низшей изотермы на высшую) — возвращается регенератором рабочему телу. Примерами таких циклов с регенераторами являются знаменитые в истории термодинамики воздушные машины Стирлинга и Эриксона: в машине Стирлинга кривыми перехода с одной изотермы на другую являются кривые постоянного объема (фиг. 7-я).

Регенератором являлись металлические сетки, то воспринимавшие, то отдававшие теплоту. В цикле Эриксона вышеуказанными кривыми перехода с одной изотермы на другую являются кривые постоянного давления (фиг. 8-я).

Если бы удалось подчинить сообщения и отдачу тепла на этих кривых перехода с одной изотермы на другую тому требованию, чтобы бесконечно малому количеству dQ сообщенного тепла, при которой температуре T соответствовало бы такое же количество тепла, — dQ , отданное регенератором рабочему телу при той же температуре, то коэффициент полезного действия такого процесса был бы точно равен коэффициенту полезного действия цикла Карно, т. е. определялся бы только по температурам изотерм и совершенно не зависел бы от обстоятельств в регенераторе. Назвав температуры верхней и нижней изотерм T_1 и T_2 , получим для коэффициента полезного действия процесса то же выражение, как и в цикле Карно:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

Теория таких процессов с регенераторами особенно просто получается при помощи энтропической диаграммы. В ней процесс с регенераторами изображается (фиг. 9-я) двумя прямыми, AB и $КС$, параллельными оси абсцисс и представляющими собою изотермы, и двумя произвольными линиями $КА$ и $ВС$, обладающими только свойством параллельности и эквидистантности. Тогда для каких угодно элементов кривых, mn и $m'n'$, будет исполнено вышеуказанное условие равенства сообщения (на части $m'n'$) и отдачи (на части mn) тепла при одной и той же температуре, т. е. вследствие параллельности кривых mn и $m'n'$ площадки $kn'm'l$ и $amtb$, изображающие вышеуказанные количества тепла, очевидно будут равны между собою. Полные количества обмененного тепла $rKAs$



Фиг. 9. ▤

и $pC'Bg$ тоже будут равны между собою и противоположны по знаку; таким образом они сократятся в выражении для коэффициента полезного действия и в последнем останутся только количества тепла, соответствующие изменениям по изотермам AB и $C'K$.

Эти количества будут пропорциональны абсолютным температурам этих изотерм, т. е.

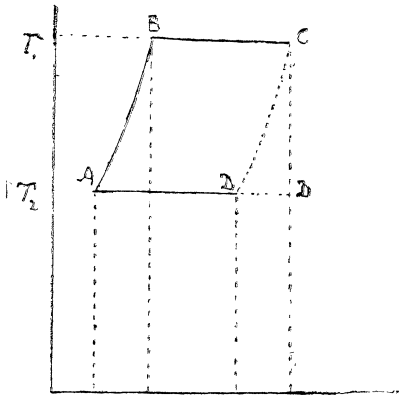
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Коэффициент полезного действия η выражается так:

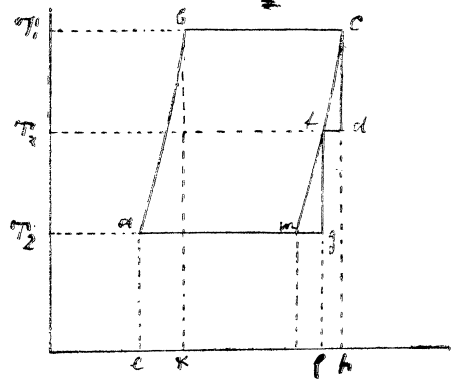
$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

т. е. действительно равен коэффициенту полезного действия цикла Карно ¹⁾).

Вследствие ряда причин (разбирать которые здесь не место) регенеративные двигатели с горячим воздухом не нашли технического применения. В восьмидесятих годах прошлого столетия стали делаться предположения применить этот же принцип к паровым машинам ²⁾. Для



Фиг. 10.



Фиг. 11.

этого, чтобы получить цикл с двумя эквидистантными кривыми из цикла Ренкина, изображенного в энтропической диаграмме на фиг. 10-й, нужно заменить адиабату расширения CD линией CD' , параллельной AB .

Для осуществления этой идеи следовало бы отнимать у расширяющегося пара теплоту в каждый момент расширения и сообщать ее при соответствующих температурах питательной воде. Но такого непрерывного отнятия тепла и сообщения его воде сделать практически невозможно. Поэтому известный английский конструктор *Wcir* предложил просто пользоваться ресиверами паровых машин многократного расширения для отнятия тепла у пара и сообщения его питательной воде. Для машины двойного расширения теоретический процесс этого рода изображен в энтропической диаграмме на фиг. 11-й.

¹⁾ Подобный вывод этого положения можно найти например у А. А. Брандта. Техническая Термодинамика, т. 1, стр. 85.

²⁾ Одним из первых сделал это предположение английский специалист по паровым машинам, проф. Cotterill, недавно скончавшийся.

Не трудно вычислить выгоду, которая получается при таком процессе: его коэффициент полезного действия меньше, чем коэффициент цикла Карно, но больше чем коэффициент цикла Ренкина. Не останавливаясь на формулах и расчетах для паровых машин, укажем только на окончательный результат для частного случая компаунд-машин при впускном давлении $10,6 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ и выпускном из цилиндра низкого давления в $0,3 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ с давлением в ресивере в $3 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс., которое равно давлению выпуска из малого цилиндра и равно давлению впуска в большой цилиндр; при этом получается для диаграммы, представленной на фиг. 11-й, экономия при нагревании питательной воды в $4,8\%$ от расхода тепла без подогрева, именно с подогревом получается коэффициент теоретического процесса в $23,9\%$, а без подогрева (обыкновенный цикл Ренкина) — $22,8\%$. Экономия $\frac{23,9 - 22,8}{22,8} 100 = 4,8\%$ ¹⁾.

Эта величина — не очень велика, но, все-таки, заслуживала бы внимания. Но для паровых машин этот способ сбережения тепла не получил особенного распространения.

В настоящее время идея эта вновь ожила для паротурбинных установок, в которых вообще использование пара частями для целей того или иного подогрева гораздо легче и удобнее, чем для паровых машин.

Новейшая литература включает целый ряд статей, посвященных этому вопросу ²⁾, и есть указания на практическое осуществление системы подогрева питательной воды паром, отводимым из промежуточных ступеней турбины ³⁾.

В дальнейшем мы постараемся показать на простом примере, к каким результатам может привести применение указанной системы

¹⁾ Цифры заимствованы мною у Inchley, The Theory of Heat Engines. London, 1913 г. § 60.

²⁾ Ему посвящена, например, обширная статья Downson'a: „Математическая теория подогревания питательной воды в турбинных станциях“, Engineering, ноябрь 9, 1920 г. Vaumann. Подогрев питательной воды для стационарных паровых установок, Engineer, стр. 101 — 102, июль 30, стр. 127 — 130, август 6, стр. 260 — 152 авг. 13, 1920 г.

Kergardes. Нагревание питательной воды помощью пара, отведенного из промежуточных ступеней паровых турбин. Gén. Civil, стр. 380 — 383, апрель 29, 1922 г.

³⁾ Такое устройство проектировано на упоминавшейся нами станции в Gennevilliers возле Парижа на 200000 KW, строящейся в настоящее время (предположено увеличение ее даже до 300000 KW).

и какими особенностями должны отличаться при ней котельные установки.

В системе этой практически может употребляться также один или несколько подогревателей питательной воды, причем для подогрева отводится часть пара из соответственно выбранной ступени турбины. Мы разберем только самый простой случай системы с одним подогревателем, хотя теоретически говоря, надо брать несколько подогревателей и чем больше, тем лучше, так как тем ближе подойдем мы к идеальному случаю постепенного и непрерывного отвода пара.

Мы произведем сравнение коэффициентов полезного действия паротурбинной установки в двух предположениях: в одном случае без подогрева питательной воды в другом случае — с подогревом ее. Для расчета примем такие данные: давление в котле — $17 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс. температура перегрева — 350°C .; давление впуска в турбину — $15 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс., температура 325°C , разрежение — 95% . Теплотворную способность топлива примем равной 7200 кал., коэффициент полезного действия котла предполагаем в обоих случаях одинаковый и равный 0,78.

1) Расчет для обыкновенной установки без подогрева. Полное теплосодержание, i_0 , при выходе из котла будет 1) (при $17 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс. и 350° перегрева) — 754 кал., при входе в турбину, i_0 , ($15 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс., 325° перегрева) — 742 кал. При адиабатическом расширении до давления в конденсаторе пар выходил бы с теплосодержанием (i_1) в 514 кал. Таким образом имеем располагаемый тепловой напор в $i_0 - i_1 = 742 - 514 = 228$ кал. Но в турбине может быть использована только часть этого теплового напора, положим 75% его, т. е.

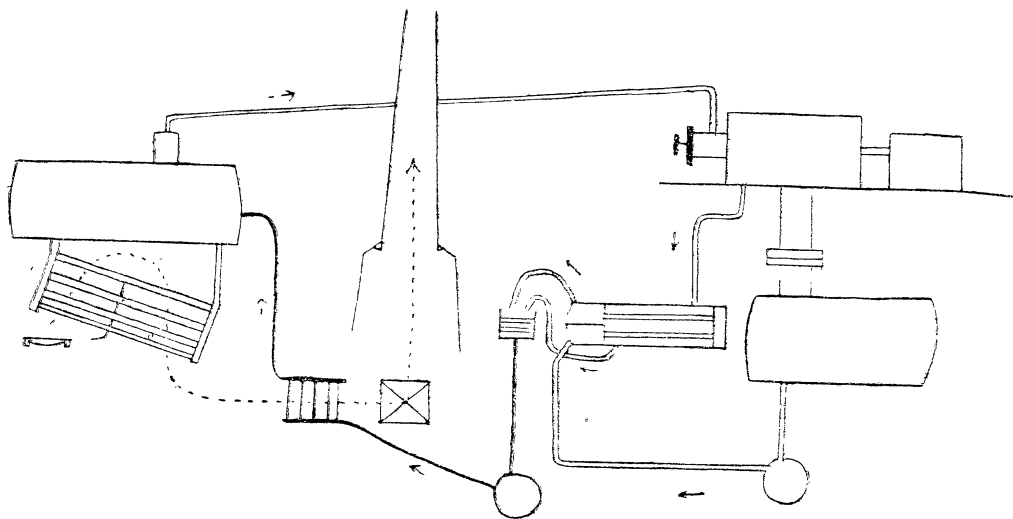
$$0,75 \cdot 228 = 171 \text{ кал.}$$

Таким образом из всего теплового напора в 742 кал. только 171 кал. преобразовывается в работу, остальное количество, т. е. $742 - 171 = 571$ кал. уходит в конденсатор и частью передается охлаждающей воде, частью же остается в виде теплого конденсата, идущего на питание котла. Температура в конденсаторе около 35° , но конденсат попадает в котел при 30° , т. ч. в котле нужно сообщить ему $751 - 30 = 724$ кал.

¹⁾ Берем цифры из статьи Kergardec; если пользоваться другой диаграммой iS , то цифры получились бы несколько иные, но общий характер вывода остался прежним.

На один киловатт-час тратится при наших предположениях $\frac{859}{171} = 5$ кгр. пара (859 кал. — соответствуют одному KW часу; в статье взято число 862 кал.), что потребует $\frac{5}{0,78} \cdot \frac{724}{7200}$ кгр. угля, т. е. около 0,65 кгр. угля на 1 киловатт-час.

2) Работа с подогревом питательной воды. Схематически устройство это изображено на фиг. 12-й.



Фиг. 12.

Некоторое количество пара (p кгр. на 1 кгр. пара, проходящий через турбину) отводится из промежуточной ступени турбины и проводится в подогреватель питательной воды, в который направляется и весь конденсат из главного конденсатора. В подогревателе отведенный пар конденсируется, отдавая свою теплоту воде, идущей из конденсатора, и сам конденсируется. Подогретая вода (до 90°) и сам конденсат (тоже при этой температуре) идут в теплый ящик, оттуда насосом перекачивается в котел,

Необходимой принадлежностью этого устройства является, как мы увидим, подогреватель воздуха, тоже схематически показанный на чертеже. Воздух нагревается в нем за счет теплоты отходящих из

экономайзера газов, которых температура может быть при этом сильно понижена, с 200° при выходе из экономайзера до 120° при выходе из подогревателя воздуха. Это дает еще значительную экономию в повышении полезного действия котла.

Переходим к определению количества тепла, которое нужно затратить в рассматриваемом случае.

Пусть пар для подогревателя берется из такой ступени, для которой давление равно $1 \frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс. и температура перегрева — 133°. Теплосодержание i'' , соответствующее этим условиям, можно принять равным 656 кал. Так как питательной воды на 1 кгр. пара приходится p кгр. и окончательная температура, как конденсата, так и питательной воды, принята в 90°, то для определения p будем иметь уравнение:

$$656p + 30(1 - p) = 90$$

откуда

$$p = 0,096 \text{ кгр.}$$

т. е. пара нужно отводить около 10% (точно — 9,6%).

Принимаем прочие условия утилизации пара в турбине одинаковыми с прежними. Имеем для 1 кгр. пара количество теплоты, преобразованное в работу при прохождении через турбину (до конденсатора): $742 - 571 = 171$ кал. Так как у нас на 1 кгр. пара, вышедшего из котла, проходит через всю турбину $(1 - 0,096)$ кгр., то будем иметь количество теплоты, преобразованной в работу:

$$(1 - 0,096) 171 = 154,7 \text{ кал.}$$

К этому надо прибавить то количество работы, которое получается от количества p ($= 0,096$ кгр.) прошедшего не всю турбину, а только часть ее до отвода. В этом случае использование тепла для одного кгр. будет равно разности теплосодержаний пара в начале и в конце процесса, т. е.

$$742 - 656 = 86 \text{ кал.}$$

Для 0,096 кгр. получим: $86 \cdot 0,096 = 8,25$ кал. В общем на 1 кгр. пара получается $154,7 + 8,25 = 163$ кал.

Расход пара на один КВ час здесь будет $\frac{859}{163} = 5,27$ кгр., т. е. больше, чем в предыдущем случае. Но для получения этого количества пара нужно затратить меньше тепла, так как при этом вода поступает в котел уже нагретой до 90°. Для испарения и перегрева одного кгр. ее нужно поэтому истратить тепла $751 - 90 = 664$ кал. Таким образом

получим расход топлива на 1 KW час в этом случае $\frac{664,5,27}{0,78.7200} = 0,623$ кгр.

Таким образом, при предположении одинаковых коэффициентов полезного действия котла получили бы экономию в

$$100 \frac{0,650 - 0,623}{0,650} = 4,1\%.$$

Этот упрощенный расчет (сделанный нами по данным статьи Kergardec и только слегка исправленный в некоторых цифрах) мог бы быть без труда сделан и с большой точностью. В результате очень сложного подсчета для других данных Dowson ¹⁾ получает экономию при одном подогревателе около 7%, а при двух — около 8%. Но надо принять во внимание еще изменения, которые должны быть введены в котельном устройстве и которые тоже дадут некоторую добавочную экономию. Дело в том, что при поступлении в экономайзер воды, нагретой до 90°, количество тепла, передаваемое воде в экономайзере, должно быть уменьшено (иначе она могла бы дойти в экономайзере до кипения, чего всегда избегают).

Поэтому самая поверхность экономайзера должна быть уменьшена. Но при уменьшении количества тепла, отдаваемого отходящим газом в экономайзере, повысилась бы температура отходящих газов и понизилась бы коэффициент полезного действия всего котельного устройства. Поэтому при подогреве питательной воды предлагается вводить добавочное устройство для подогрева воздуха, идущего в топку (как это и показано на нашей схеме на фиг. 11-ой). Введением этого добавочного подогрева воздуха достигается таким образом получение трех выгод: 1) понижение температуры отходящих газов гораздо больше, чем при экономайзере (до 120° и даже до 100°), 2) уменьшается, как выше было указано, поверхность экономайзера, 3) облегчается действие топки и облегчается сжигание низкосортного топлива.

Расчет экономии от подогрева воздуха ведется у Kergardec'a следующим образом. Принимается, что без подогрева газы выходят из экономайзера с температурой в 200°, содержание углекислоты принимается в 9%. Для потери с отходящими газами автор применяет формулу Зигерта (Siegert) ²⁾; по этой формуле потеря без подогрева будет:

¹⁾ В выше цитированной статье в Engineering, за 1920 г.

²⁾ Формула эта приведена вместе с выводом в известной книге А. С. Ломшанова: „Испытание паровых котлов“, изд. 2-е, стр. III, формула Д; только вместо коэффициента 0,67 там взят коэффициент 0,66.

$$P = 0,67 \frac{200 - 20}{9} = 13,4\%$$

(20° — температура окружающего воздуха).

В случае применения подогрева воды и охлаждения отходящих газов до 120° получим:

$$P = 0,67 \frac{120 - 20}{9} = 7,45\%.$$

Экономия по отношению к первоначальному коэффициенту полезного действия ($1 - 0,134 = 0,866$) составляет:

$$\frac{13,4 - 7,75}{0,866} = 7\%.$$

Таким образом мы видим, что полная экономия от применения подогрева воды и введения подогрева воздуха получается уже в 11%. Такая экономия является, конечно, весьма заметной, и поэтому разбираемый вопрос возбуждает к себе большой интерес в технической литературе. Несколько фирм строят специальные подогреватели для воздуха (например системы Green'a, Thermix, Sturtevant'a), известный завод по постройке паровых турбин, Броун-Бовери в Бадене (Швейцария), выработал специальный тип подогревателя воды парами, отводимыми из некоторой промежуточной ступени турбины ¹⁾. Конечно, для окончательного суждения о предлагаемой системе надо ждать практического опыта на крупных станциях, в которых она теперь начинает применяться.

Для станции в Gennevilliers, о которой мы уже несколько раз говорили, имеются сведения о гарантированном расходе тепла в турбинах Целли, которыми она оборудована при применении указанного двойного подогрева питательной воды ²⁾, давления в 23 атм. абс. и темп. перегрева в 350°.

Нагрузка	KW — 9000	15000	26000	35000.
Расход тепла в калор. на 1 KW час —	3619	3170	3085	3030.

Наименьший расход в 3030 калорий на 1 KW час соответствует термодинамическому коэффициенту полезного действия на клеммах электрического генератора в $\frac{859}{3031} = 0,283$. Принимая прежние значения

¹⁾ Заметка в Gén. Civil, стр. 254—255, сентябрь 17, 1921 г.

²⁾ Stodola, нитир. сочин., стр. 568.

для коэффициентов полезного действия электрического генератора (0,96), котла (0,85) и потерю на приведение в движение конденсатора 2%, получим

$$\eta = \frac{0,283}{0,96} \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 0,245$$

Этот коэффициент является, как мы говорили, одним из предельных для паровых турбин.

12. Двигатели внутреннего сгорания.

В двигателях внутреннего сгорания, как мы уже видели, достигнуты в новейшее время большие успехи в разных отношениях. Однако, предельное использование тепла в них в общем осталось приблизительно на прежнем уровне. Поэтому относительно этих двигателей делались очень разнообразные предложения для повышения их коэффициента полезного действия, часто возвращаясь к средствам уже и раньше предлагавшимся для той же цели и потом оставленным.

Так нужно отметить прежде всего предложения, направленные к понижению давления конца расширения. В обыкновенном четырехтактном двигателе с моментальным сгоранием степени расширения и сжатия одинаковы, а т. к. сжатие не может превышать известного предела (чтобы не начали происходить преждевременные взрывы), то и давление конца расширения получается довольно большим. Одним из способов для устранения этой зависимости являлись конструкции, предлагавшиеся Аткинсоном еще в 80-х годах прошлого столетия¹⁾: применением двух движущихся поршней или более сложной передачи от поршня к валу, он получал отличные друг от друга величины степеней сжатия и расширения, и таким образом получалась возможность увеличить расширение и понизить конечное давление его, не увеличивая степени сжатия. Новых конкретных попыток в этом направлении, впрочем, не делается.

Другим способом для понижения давления конца расширения является расширение продуктов сгорания последовательно в 2-х цилиндрах. Идея эта тоже не нова: такие двигатели изготовлялись заводом Дейтц²⁾, причем они состояли из 2 цилиндров высокого давления, работавших по принципу 4 тактов, и одного 2-хтактного цилиндра низкого давления; однако машины эти не получили распространения вследствие

¹⁾ Schöttler. Die Gasmaschine, 5 изд., стр. 247 и след.

²⁾ Schöttler. Die Gasmaschine, 5 изд., стр. 247.

их большей стоимости, увеличения сопротивлений и потери тепла при переходе из одного цилиндра в другой. Отрицательно относится к этим опытам Гюльднер, категорически заявляющий, что „повторное расширение не может иметь успеха в двигателях внутреннего сгорания“¹⁾.

Тем не менее попытки устройства таких двигателей продолжают и в новейшее время.

Так известно, что над решением этой задачи работал профессор Гриневецкий (специально с целью применения его к тепловозу). К сожалению отвлечение другими занятиями и ранняя кончина этого высоко-талантливого ученого не позволили ему осуществить свой проект²⁾.

В новейшей литературе сторонниками осуществления двойного расширения специально в Дизель-моторах является Sperry³⁾.

Автору повидимому удалось построить правильно функционирующий 4-тактный двигатель Дизеля судового типа с двойным расширением, дающий большое сбережение в весе, доходящем до одной десятой веса обыкновенного Дизель-мотора (иногда даже еще меньше). Относительно же расхода горючего, хотя и говорится, что он меньше, но никаких опытных данных не приводится. Поэтому мы можем больше не останавливаться на этом вопросе, т. к. нас интересует, главным образом, экономия в топливе, которая могла бы получиться при применении двойного расширения.

Другим средством для увеличения коэффициента полезного действия двигателей с моментальным сгоранием является повышение конечного давления сжатия. Препятствием этому служит одновременное повышение температуры сжигаемой смеси, могущее повести к ее преждевременной вспышке. Для избежания этого последнего неудобства предлагалось много средств. Одним из первых является впрыскивание воды внутрь цилиндра в период сжатия. Средство это применялось в известном двигателе Банки, который до широкого распространения Дизель-моторов являлся одним из лучших двигателей в отношении непользования тепла: при опытах с небольшим бензиновым двигателем Банки в 26 л. с. получился полный коэффициент полезного действия в 28%⁴⁾. Однако с распространением Дизель-моторов эти двигатели были оставлены.

¹⁾ Гюльднер. Двигатели внутреннего сгорания, стр. 179. Такое же отрицательное отношение к этой идее находим у D. Clerk, Engineering, стр. 131, июль 25, 1921 года.

²⁾ Некоторые сведения о нем имеются в книге инженера Шелеста, Probleme der Wirtschaftlichen Lokomotive, стр. 68 и след.

³⁾ Sperry. Compounding the Combustion Engine. Mechanical Engineering, январь, 1922 г..

⁴⁾ Опыты Iones и Taborsky: Z. Oester. Ing. und Arch. Ver., стр. 512, 1900 г.

Теоретически впрыскивание воды не представляет выгоды, как показывает тщательное исследование Schreber'a ¹⁾. Однако теоретическое понижение коэффициента полезного действия может быть с избытком покрыто повышением сжатия. Двигатели с калильным шаром поэтому часто снабжаются приспособлениями для впрыскивания воды.

В более новое время сторонником впрыскивания воды явился проф. Норкинсон, предлагавший этим впрыскиванием вовсе заменить охлаждение водою рубашки. Вода в опытах Норкинсон'a впрыскивалась в сильно измельченном виде в головку цилиндра двигателя Кросслей, работавшего на светильном газе со степенью сжатия, равной 6,37, причем машина давала 43 эфф. лш. силы ($D = 292$, $S = 533$ мм) и работала вполне удовлетворительно, тогда как с водяным охлаждением она могла развить не более 40 э. л. с. В конце концов сам Норкинсон признает, что особенных больших экономических преимуществ его система охлаждения перед обыкновенною не имеет. Со смертью проф. Норкинсон'a во время войны опыты эти прекратились.

В новейшее время предлагаются другие средства для повышения сжатия, именно введение добавочного заряда воздуха иногда с нейтральными примесями в период всасывания с целью повышения начального давления сжатия. Так как температура этого добавочного заряда берется ниже температуры засосанного воздуха, то и начальная температура сжимаемой смеси получается ниже, чем при обыкновенном сжатии, а потому можно повысить конечное давление сжатия без повышения конечной температуры, чем предупреждаются преждевременные взрывы. Этот метод предложен был D. Clerk'ом еще в 1904 году и испытан на нескольких обыкновенных четырехтактных двигателях, причем получалось действительно заметное повышение коэффициента полезного действия процесса ²⁾.

В новейшее время этот способ добавочного введения заряда был чрезвычайно развит английским ученым Ricardo и его последователями.

Работы эти начались еще с 1918 г ³⁾ и обратили на себя большое внимание в Англии. Опыты Ricardo производились со специальным

¹⁾ Dugler's Polytechn. Journal, стр. 33, 1905 г.

²⁾ См. Wimperis. Internal Combustion Engine, § 86.

³⁾ 1) Ricardo. „High-Speed Internal-Combustion Engines“, North-East Coast. Instit. of Engin. and Shipbuilders. Апрель 30, 1918 (статья эта мне не была доступна).

2) Engineering, январь 7 и 14, 1921 г.

3) Engineering, стр. 653 — 653, май 27, 1921 г.

4) Chorlton. Super-compression and other means for improving the economy of internal combustion engines. Proc. of the Inst. of Mech. Eng., стр. 625—637, 1921 г.

аэропланным двигателем, но они имеют общее значение для всяких быстротходных двигателей с моментальным сгоранием, работающих на легком топливе.

Для избежания преждевременных вспышек при повышенном давлении Ricardo сначала предлагал к легкому топливу, применяемому в рассматриваемых двигателях, прибавлять более тяжелые углеводороды ароматического ряда: толуол, ксилол, бензол. Исследования автора установили, что определенному проценту примеси толуола соответствует совершенно определенное возможное повышение сжатия, а следовательно и повышение коэффициента термического полезного действия. Затем он задался общим вопросом о влиянии состава смеси на коэффициент полезного действия, причем пришел к заключению, что более бедные смеси дают большие коэффициенты полезного действия: во I-х они допускают, как было уже указано, большие степени сжатия, а кроме того — при них получается более низкая температура сгорания, а следовательно и меньшая диссоциация и меньшее изменение теплоемкостей газов. Поэтому коэффициент полезного действия реального двигателя приближается к теоретическому, т. е. повышается.

Однако это „обеднение“ смеси не должно идти выше известного предела, т. к. затем начинается неполное сгорание, вновь понижающее коэффициент полезного действия. Чтобы согласовать эти противоположные требования, Ricardo применяет прием, названный им „расслоением“ заряда („stratification“), состоящий в том, что добавочный воздух сообщается не сразу, а „слоями“. Сначала через главный клапан всасывается смесь обыкновенного состава — около 70% всего заряда, а затем главный впускной клапан закрывается и открываются дополнительные отверстия, через которые поступает чистый воздух, сжатый в кривошипной камере до давления в 0,8 выше атмосферного. Этот дополнительный воздух образует слой возле головки поршня; смесь же с нормальным содержанием горючего располагается около запала. Таким образом воспользование всегда происходит в нормальных условиях, а высшая температура процесса понижается. Один из исследователей, близких к Ricardo, Tuzard, применял для добавочного впуска не чистый воздух, а смесь воздуха с охлажденными продуктами сгорания.

Экспериментальный двигатель развивал без добавочного воздуха при 2000 оборотах в минуту максимальную нагрузку в 20,6 эф. л. с., причем расход бензина в час на 1 эф. л. с. был равен 0,243 кгр., применением же добавочного впуска расход горючего уменьшился до 0,214 кгр. в час на 1 эф. л. с., причем термический коэффициент полезного действия повысился до 33,7%.

Приведенные результаты опытов Ricardo и его школы заставляют с интересом ожидать развития практических способов использовать эти взгляды для достижения возможно большей экономии в двигателях с моментальным сгоранием, работающих на легком горючем.

Однако, на ряду с движением в этом направлении специально для двигателей только что указанной категории, давно уже стали раздаваться голоса о повышении коэффициента полезного действия всяких вообще двигателей внутреннего сгорания путем утилизации тепла отходящих газов. Так D. Clerk уже в 1885-86 г. писал (в первом издании своей известной книги о газовых двигателях) о возможности испарять воду за счет теплоты отходящих газов и применять пар в особом паровом цилиндре, увеличивая таким образом мощность всего силового устройства при том же расходе горючего. Он указывал там же на осуществление этой идеи в двигателях Симона, представленных в 1878 г. на выставке в Брайтоне ¹⁾.

Идея такой комбинированной „газово-паровой машины“ возродилась в Англии в новейшее время и нашла себе осуществление в двигателе „Still“, предложенном изобретателями Still и Ackland. Идея этого двигателя была создана авторами еще до войны: первый английский патент на него взят еще в 1910 г. (№ 25356), а добавочный патент — в 1913 г. (№ 17177). Но во время войны английские власти воспретили публикацию сведений о нем; разработка же конструкции этого двигателя продолжалась делаться авторами. Широкие технические круги познакомились с этим двигателем в 1919 году, когда один из творцов его, Ackland, сделал доклад о нем ²⁾ в Society of Arts в Лондоне. В том же году были опубликованы сравнительные опыты Denny над двигателями Still и Зульцер морского типа ³⁾.

Схема устройства этого двигателя следующая: он представляет цилиндр, в верхней части которого (т. е. над движущимся поршнем) происходит работа двигателя внутреннего сгорания по типу двухтактного Дизель-мотора. Отходящие газы проходят на своем пути по системе трубок, между которыми на встречу им движется охлаждающая вода, идущая в рубашку двигателя. Газы отдают значительную часть своей теплоты этой воде и уходят окончательно из этого нагревающего аппарата охлажденными до 65° С (с первоначальной температуры в 480° С). Затем эта вода поступает в рубашку двигателя, где воспринимает часть

¹⁾ D. Clerk. The Limits of the thermal Efficiency in Diesel-and other thermal Combustion Engines. Engineering, июль 18, 25 и авг. 1, 1919 г.

²⁾ Помещен в сокращенном виде в журнале Engineer, стр. 540-541, май 30, 1919 г.

³⁾ Engineering, июнь 13, 1919 г.

тепла, получающуюся при сгорании и нагревается до 176°C , т. е. почти до температуры испарения и наконец переходит в особый трубчатый котел системы Кохрена, в котором и обращается в пар. Этот пар идет по паропроводу в золотниковую коробку, находящуюся внизу цилиндра, и оттуда впускается золотником под поршень снизу, где таким образом происходит работа, как в обыкновенной паровой машине. Далее пар идет в конденсатор, а оттуда конденсат, имеющий температуру в 38° , направляется вновь для питания котла. Котел снабжен особою форсункою, могущею испарять воду в период действия одной только паровой части установки (например, при пускании в ход машины).

Конструкция этого двигателя несколько раз менялась, и в опытах 1920 года применялась конструкция с противоположно движущимися поршнями. Но, повидимому, эта конструкция не удовлетворила изобретателей и в 1921 году они вернулись к первоначальному типу, описанному нами, с одним поршнем.

В 1922 году были опубликованы подробные опыты с этим двигателем, произведенные известным английским исследователем R. Sankey ¹⁾ и специальной французской комиссией. Испытанный двигатель в 400 эф. л. с. составляет часть 3-цилиндровой комбинации для применения в моторном судне. В полном своем виде паровые цилиндры в этой комбинации будут использованы так: один будет цилиндром высокого давления, а два других — цилиндрами низкого давления. При одном же только испытуемом цилиндре использование пара было бы слишком невыгодно; поэтому к испытуемому цилиндру был прибавлен отдельный цилиндр, работающий как цилиндр низкого давления для паровой части основного цилиндра. Естественно, что такая комбинация не дает полной выгоды, которую можно ожидать от окончательного устройства.

Впрыскивание нефти в Дизель-моторный цилиндр делается помощью насоса и пружины (как в двигателе Викакса, описанном в § 8-м). Продувание производится помощью особого турбо-компрессора, приводимого в движение от электромотора. Потому для получения „чистой“ эффективной мощности снимают от мощности, полученной на тормазе, мощность, затрачиваемую на это продувание; соответственно этому надо различать и особые коэффициенты полезного действия, отнесенные к индикаторной мощности, к тормазной и к чистой эффективной; последний и должно сравнивать с коэффициентом полезного действия обыкновенного Дизель-мотора.

Опыты с указанным двигателем производились очень тщательные: кроме сравнительно коротких опытов, имеющих целью определить потре-

¹⁾ The Still engine for Marine Propulsion, Engineering, март 3, 10, 1922 г.

бление горючего, производились 14-дневные непрерывные испытания для установления надежности двигателя в работе. Результаты в последнем отношении оказались самые удовлетворительные. Что касается потребления топлива и коэффициентов полезного действия, то они приведены в следующей таблице ¹⁾:

	Перегр.	Норм. моц.	½ моц.	¼ моц.
Среднее эфф. давл. в цилин. вн. сгора- ния $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$	6,25	5,7	3,81	2,83
Средн. эфф. паров цилин. выс. д. $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$	0,311	0,267	0,0885	0,0197
" " средн. " эффек. " давл. " низ. "	0,516	0,437	0,253	0,074
Полное средн. эффек. давл. "	7,07	6,41	4,15	2,926
Число обор. в минуту	123,1	124,3	103,0	84,0
Давление пара в котле, $\frac{\text{кгр.}}{\text{см}^2}$ абс.	7,85	7,0	7,57	7,3
Вакуум в конденс. мм. ртутн. столба.	711	698	675	642
Вес воды, испар. в час кг	430	366	176	34,9
Давл. продувочн. воздуха мм. рт. ст.	91,5	86,0	75,0	71,0
Затрата мощн. на продувку, лощ. с.	15,6	14,3	12,18	10,75
Индик. мощн. в цилин. вн. сгор. л. с.	400	354,5	195,2	118,2
Полн. инд. мощн. "	453	398,0	213,0	121,8
Тормазн. мощн. на валу мот. "	389	348	177	89,7
" Чистая" эффект. мощн. (за выч. продув.)	373,4	337,7	165	79
Расход нефти в час полн. кгр.	66,5	56	29,05	16,65
Расход нефти в час на инд. с. двиг. внутр. сгор. гр.	166,2	158,0	143,4	140,7
Расход нефти в час полн. инд. силу уста- новки силы	147,0	140,7	136,5	136,8
Расход нефти в час тормазн. л. с. силы	171,0	161,0	164,0	185,5
" " " " "чистую" эффект.	178	167,5	176,0	212
Кэффцид. полезн. д. отн. инд. мощн.	42,9	44,8	46,2	46,1
" " " " "торм. "	37,0	39,4	38,5	34,0
" " " " "чистой" эффект.	35,5	37,7	35,8	30,0

Эти результаты надо признать крайне благоприятными. Так как при трех-цилиндровой установке можно ожидать более высокого коэффициента полезного действия, примерно до 40% ²⁾, то результаты этого двигателя представляют заметный шаг вперед даже по сравнению с Дизель-мотором. Но, конечно, только более продолжительный опыт в условиях обыкновенной работы и точный подсчет стоимости рассматриваемого двигателя могут дать окончательный ответ относительно целесообразности его конструкции.

¹⁾ Из опытов французской комиссии.

²⁾ По расчетам R. Sankey в цитиров. статье

13. Газовая турбина. В первом десятилетии текущего столетия начала выясняться, как мы говорили, преимущества паровой турбины над поршневой паровой машиной. Естественно, что и для газовых двигателей был поставлен аналогичный вопрос: стали появляться теоретические статьи относительно газовой турбины, а затем и практические попытки ее осуществления. Хотя эти попытки не привели покамест к окончательному результату, мы не можем в нашем обзоре не коснуться хотя бы в самых общих чертах этого чрезвычайно интересного вопроса. Литература по газовым турбинам очень велика: неполный перечень этой литературы до 1917 г., составленный мною, включает около 80 названий статей и книг, в последние же годы появилось большое количество новых работ и даже специальных книг по газовым турбинам ¹⁾. Обзор этой литературы и вообще всего этого вопроса требовал бы специального сочинения; мы же остановимся, главным образом, на практических попытках осуществления газовых турбин, не вдаваясь в их глубокую теорию. Стодола в следующих словах ярко характеризует возможный для газовой турбины процесс, трудности, возникающие при его практическом осуществлении и возможные преимущества в случае удачи этих попыток. Газ и воздух отдельно сжимаются до более или менее высокого давления, затем сжигаются в какой-либо камере и подводятся к турбине, в которой происходит расширение продуктов сгорания, теоретически говоря, до атмосферного давления. Такой процесс был бы одинаков с процессом обыкновенного 4-х тактного двигателя с моментальным сгоранием; но в последнем, как мы указывали, практически не доводят расширения до атмосферного давления, таким образом для газовой турбины открывается область возможного усовершенствования. Однако, в настоящее время этот более совершенный идеальный процесс осуществляется в газовых турбинах с более низким коэффициентом полезного действия, чем менее совершенный процесс в обыкновенном газовом двигателе: с одной стороны практический коэффициент полезного действия турбины меньше, чем поршневого двигателя, с другой стороны большая затрата работы на сжатие, производимая в газовой турбине естественно при помощи турбо-компрессора, получается сравнительно при малом коэффициенте полезного действия (т. к. коэффициент полезного действия турбо-компрессора меньше, чем поршневого компрессора). Кроме того,

¹⁾ Из довоенных книг по газовым турбинам нужно указать на книгу Davey. *The gas turbine*, 1914; из новейших сочинений — на книгу Eyermann und Schulz, *Die Gasturbinen*. Berlin, 1919 г.

Подробное изложение теории и попыток конструкции имеется в книге Stodola, *Dampf- und Gasturbinen*, которую мы, главным образом, и пользуемся.

для достижения вообще удовлетворительного коэффициента полезного действия и возможности конкурировать с газовым двигателем или паровой турбиной, газовая турбина должна работать с такими высокими температурами в конце расширения, которые опасны для прочности обыкновенно употребляемых материалов для лопаток и нужно искать специальных материалов для лопаток, или прибегать к каким-либо особым приспособлениям для понижения температуры лопаток.

Несмотря на все указанные трудности создания жизнеспособного типа газовой турбины, попытки к его созданию, все-таки, не прекращаются и вопрос этот продолжает вызывать интерес широких технических кругов. Это объясняется тем, что крупные газовые двигатели имеют свои недостатки, например, невозможность постройки их для особенно крупных мощностей, требуемых современной промышленностью и судостроением. Посмотрим теперь, какие практические результаты получились при этих попытках осуществления газовой турбины. Из этих попыток серьезное значение имеет только турбина Гольцварта, т. к. более ранние конструкции исполненных турбин, Караводина¹⁾ и Арманго²⁾, остановились на первых стадиях опытов и не получили никакого развития; из них даже сравнительно более крупная турбина Арманго (по вычислениям Стодола³⁾ в 83 эффе. л. с.) имела коэффициент полезного действия, равный 3%, и еле могла производить работу, необходимую для вращения собственного компрессора. Другие же турбины обыкновенно появлялись только в виде патентных чертежей и изобретатели их даже не делали самых первых шагов к их осуществлению.

Работы Гольцварта начались с 1908 г., причем он избрал тип турбины, работающей отдельными взрывами без предварительного сжатия. В опытной турбине 1910 г. введено было некоторое сжатие (до 0,5 давления сверх атмосферного). Давление конца воспламенения дошло до 9 атм. Число взрывных камер было взято равным девяти. К 1914 году была построена новая турбина Гольцварта (заводом Thyssen'a в Мюльгейме), опыты с которой, задержанные войной, опубликованы были в 1920 году⁴⁾. Главные усовершенствования, введенные в ней по сравнению с первоначальной конструкцией, следующие: 1) повышение давления конца сжатия до 2,3—3 атм., вследствие чего повысилось и давление взрыва до 12-14 атм., 2) уменьшение продолжительности периода

¹⁾ Турбина Караводина имела мощность только в 2 л. с. (см. статью В а г б е z a t: Essai d'une turbine a petrole, Schweiz Bauzeit, стр. 36, 1909 г.

²⁾ См. эту же статью или Z. f. d. g. TW. стр. 217, 1909 г.

³⁾ Stodola Dampf- und Gasturbinen, стр. 1026.

⁴⁾ Z. d. V. d. I. Стр. 197, 1920 г.

расширения до 0,1 секунды, что содействует уменьшению отдачи тепла стенкам камеры и сопла. Турбинное колесо представляет собою колесо Кертиса с 2 ступенями скорости. Отходящие газы могут быть использованы для испарения воды и приведения во вращение турбо-компрессора, необходимого для сжатия горючей смеси (количество энергии для этого у них достаточно). В отчете об опытах с турбиной Гольцварта в 1000 л.с., исполненных в 1919 г., имеются следующие сведения о работе турбины потреблении газа и тепла: турбина работала на газе коксовальных печей с теплотворной способностью в 3860 калор., 3) мощность определялась на окружности турбинного колеса, потери же на трение диска и пар и вентиляционные не определялись. Кроме того в отчете нет данных ни об утилизации тепла отходящих газов, ни о мощности, необходимой для приведения во вращение компрессора. Главные же результаты опытов приведены в следующей таблице:

№ ОПЫТА

Расход газа в час отнесенный к 760 мм.	300	400	550	630
Мощность по окружн. колеса л. с.	70	255	724	984
Расход тепла на 1 л. с. на окр. колеса калор.	16430	6090	2915	2470
Термич. коэффиц. полезн. действ., отнесенный к мощности на окруж. колеса без принятия во внимание утилизации отход. тепла и мощности, необходимой для работы компрессора %	3,9	10,4	21,8	25,6

Бросается в глаза в этом отчете как бы намеренное уклонение от общепринятого способа определения коэффициента полезного действия не на окружности колеса турбины, а на валу и притом с принятием во внимание как работы компрессора, необходимой для сжатия, так и мощности паровой турбины, получаемой от утилизации теплоты отходящих газов газовой турбины.

Эти неясности не устраняются вполне и в статье Шюле ¹⁾, посвященной газовой турбине. Он говорит только, что ему удавалось получить до 25% полезного действия на окружности колеса и что вентиляционные потери и потери на трение велики, а также, что утилизированных отходящих газов хватает на приведение в движение турбо-компрессора.

Повидимому окончательный и наиболее ясный ответ об утилизации тепла в газовой турбине Гольцварта представляет им же сообщенное проф. Стодоле сведение, что количество тепла, превращенное в эффективную работу на валу турбины, составляет только 13% от затраченного

¹⁾ Elektrot. Zeitchr., №№ 29, 30, 1921 г.

тепла ¹⁾). Очевидно, что этот результат не дает, покамест, газовой турбине возможности сколько нибудь конкурировать с паровыми турбинами или двигателями внутреннего сгорания. Но все же Гольцварт и Тиссен продолжают свои опыты и к вопросу этому надо и в дальнейшем относиться с большим вниманием и интересом, т. к. он может получить большое техническое значение.

¹⁾ Стодола, цитиров. соч., стр. 1039.

Г Л А В А IV.

Использование отходящей теплоты. Соединенные силовые и тепловые установки.

14. Общие соображения. Из всего предыдущего обзора следует, что даже в самых благоприятных случаях в чисто силовых установках только меньшая и часто только очень незначительная часть тепла, получаемого при сгорании топлива, переходит в работу, остальная же часть этого тепла в виде теплоты же, но только более низкой температуры, бесполезно рассеивается в окружающей среде: в паровых установках главная часть этого потерянного тепла уходит в охлаждающую воду конденсаторов, довольно много тепла уходит также с дымовыми газами в котлах. В двигателях внутреннего сгорания главная часть потерянной теплоты содержится в отходящих газах и в охлаждающей воде. Уже и до войны на громадные потери тепла, при этом возникающие, обращалось внимание, и большое распространение стали получать устройства для совместного получения энергии и тепла ¹⁾, причем это последнее получается использованием вышеуказанных форм теплоты, теряемой в тепловых установках в виде как бы отбросов производства механической энергии. Но особенно повысился интерес к утилизации теплоты именно в новейшее послевоенное время, под влиянием острого топливного кризиса. Этот кризис наиболее остро ска-

¹⁾ Из довоенной литературы по этим вопросам можно указать на следующие книги:

Reutlinger. Die Zwischendampfverwertung, 1912 г.

Schneider. Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb, 1912 г.

Urbahn-Reutlinger, Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken, 2-ое изд. 1913 г.; переведена на русский язык (Урбан: Выбор дешевого двигателя).

На русском языке надо указать на самостоятельное исследование проф. Угарова: Машина с промежуточным отбором пара. Томск 1915 г. Краткие сведения о паровых турбинах с использованием отходящего пара или пара из промежуточных ступеней имеются в книге проф. Маковского: Успехи паровой техники. Екатеринбург 1911 г.

зывается в Германии; поэтому немецкая новейшая техническая литература особенно богата сочинениями по использованию отходящей теплоты, и на этих материалах ¹⁾ основана, главным образом, настоящая статья. Заметим, что в общих сочинениях относительно использования отходящего тепла вопрос ставится шире и излагаются способы использования этого тепла не только для силовых установок, но и для всяких других, например изучается использование тепла, уходящего из металлургических и других промышленных печей, разных химических нагревательных аппаратов и т. п. Мы же ограничимся, конечно, только сообщением сведений, касающихся специально силовых установок. При этом мы отдельно будем говорить об использовании отходящего тепла в паровых установках и в установках с двигателями внутреннего сгорания, причем сразу же надо отметить, что особенно удобными для использования отходящего тепла оказались именно паровые силовые установки; поэтому в нашем кратком очерке мы уделим им больше внимания, чем установкам с двигателями внутреннего сгорания.

15. Использование тепла в соединенных паровых и отопительных установках. Самым простейшим случаем является такое устройство, в котором пар получается в котлах высокого давления и отдает сравнительно незначительную часть своего тепла на получение энергии в паровом двигателе, а затем пар, прошедший этот двигатель (полностью или взятый частью откуда-либо из двигателя) с пониженным давлением и температурой употребляется для целей отопления или какого-либо другого нагревания, например на пивоваренных или химических заводах, сахарных заводах, заводах взрывчатых веществ, в прачечных, на мыловаренных, свечных заводах, на фабриках красящих веществ и текстильных фабриках и т. п. Тогда общее использование теплотворной способности топлива может достигнуть до 70—75% и выше (т. к. остаются только потери в котле и потери на лучеиспускание), в то время, как при чистой силовой паровой установке даже на крупных современных станциях трудно получить утилизацию выше 16—19%. Простой подсчет какого либо примера показывает, какое большое сбережение топлива может быть при этом получено. Вычисления получаемой при таких устройствах экономии могут вестись различным образом, например, как показано в следующем примере ²⁾: пусть для

¹⁾ Большинство из них собраны проф. М. В. Кирпичевым в его заграничной командировке и любезно переданы в мое пользование, за что позволяю себе принести ему глубокую благодарность.

²⁾ Данные взяты из статьи Gerke: Verbesserung der Wärmewirtschaft durch Abdampferwertung bei Dampfkraftanlagen. Sparsame Wärmewirtschaft, Hett II. Берлин, 1920.

целей нагревания нужно иметь в каждый час 10000 кгр. пара. Можно получать их в котлах низкого давления с поверхностью нагрева около 500 м². Но, если имеем еще потребность в механической энергии, то можно сделать установку с той же поверхностью нагрева, но для высокого давления (13—16 атм.) и перегрева в 300°. Расход пара на одну эффективную лош. силу при указанном высоком противудавлении в $2,5 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. будет около 10 кгр.; таким образом за счет полученного пара можно получить около 900—1050 эф. л. с. (примем в расчет 1000 л. с.), а затем уже употребить отходящий пар для целей отопления. Для получения 1 кгр. пара давления в $2,5 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. из воды при 20° нужно $647,5 - 20 = 627,5$ калор., а для пара при $13 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. и перегреве до 300° — $667,5 - 20 + 0,536 (300 - 190) = 706,5$ калор. Таким образом, перерасход тепла на получение 1 кгр. пара составляет 79 калор., а в час в котле понадобится больший расход угля (с теплотворной способностью в 7000 калор. и при коэффициенте полезного действия котла, равном 0,75: $\frac{10000 \cdot 79}{0,75 \cdot 7000} = 150$ кгр., т. е. расход угля на одну лошадиную силу (при 1000 полученных сил) получается равным только 0,15 кгр. Таким образом, полный экономический коэффициент соединений силовой и отопительной установки был бы в настоящем случае равен $\frac{632}{7000 \cdot 0,15} = 0,6$, т. е. почти 60% теплотворной способности топлива превращались бы в работу.

На самом деле потребность в паре и в механической энергии очень редко совпадают вполне, так чтобы весь пар использовался сначала в паровом двигателе, а затем полностью шел бы на отопление; обыкновенно для отопления используется только часть пара, проходящего через машину. Но и в этом случае выгода соединения силового и отопительного устройства очень велика: по вычислениям Gerke (в цитированной статье) уже при использовании половины отходящего пара для целей отопления получается экономия в 11% по сравнению с самой лучшей паровой турбиной с конденсацией, а при использовании 3/4 отходящего пара уже в 39% по сравнению с такой же турбиной (а при полном использовании расход тепла в паровой машине получается вдвое меньше, чем в Дизель-моторе).

Рациональное использование отходящего пара для целей нагревания выдвигает далее ряд важных вопросов, которые должны быть решены при проектировании подобных устройств: нужно выбрать начальное давление и начальный перегрев для паровой установки, а затем—

избрать паровую машину или паровую турбину. Последний вопрос является чрезвычайно спорным: практически решают обыкновенно вопрос в пользу паровой машины при малых мощностях (примерно от 25 л. с. до 1000 л. с.) ¹⁾, но более точные расчеты дают различные области наиболее выгодного применения того или иного двигателя в зависимости от количества требуемого пара и его давления ²⁾; при этом надо иметь в виду и чисто экономические соображения. Для расчетов могут быть очень полезны следующие таблицы расходов пара для паровых двигателей разных категорий при различных мощностях и различном противодавлении ³⁾.

Паровые машины.

Мощность машины в лош. сил.		50	100	500	1000	1500	2000
Сост. пара перед машиною.	Противу- давл. абс.: в $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$	Расход пара в кгр. на эфф. лош. с. в час.					
		20 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. 300°C	0,06	5,50	5,30	5,00	4,85
	0,5	6,75	6,55	6,30	6,15	6,00	5,85
	1,0	7,40	7,85	7,00	6,85	6,70	6,55
	1,5	8,00	7,80	7,55	7,40	7,35	7,20
	2,0	8,60	8,40	8,15	8,00	7,85	7,70
	4,0	10,90	10,70	10,45	10,30	10,15	10,00
	6,0	13,30	13,10	12,85	12,70	12,55	12,4
13 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. 300°C	0,06	5,50	5,30	5,00	4,85	4,70	4,55
	0,5	7,00	6,85	6,65	6,50	6,35	6,20
	1,0	7,80	7,65	7,45	7,30	7,15	7,00
	1,5	8,40	8,25	8,05	7,90	7,75	7,60
	2,0	9,20	9,05	8,85	8,70	8,55	8,40
	4,0	12,80	12,65	12,45	12,30	12,15	12,00
9 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. сух. нас.	0,06	7,85	7,55	7,10	7,00	6,85	6,70
	0,5	9,50	9,20	8,90	8,70	8,55	8,40
	1,0	10,60	10,30	10,00	9,80	9,65	9,50
	1,5	11,80	11,50	11,20	11,00	10,85	10,70
	2,0	13,10	12,80	12,50	12,30	12,15	12,00
	3,0	17,00	16,70	16,40	16,20	16,05	15,90

¹⁾ Gerke, цитир. статья, стр. 15.

²⁾ Stiel. Ueber den Dampfverbrauch und die Wirtschaftlichkeitsgrenzen von Kolbenmaschinen und Dampfturbinen für Heißdampfbetrieb. Siemens Zeitschrift

³⁾ Hottinger. Abwärmeverwertung. Zürich, 1922 г.

Паровые турбины.

Мощность в эффект. лощ. сил.		500	1000	5000	10000	15000
Состояние пара перед турбиною.	Противудавление в кгр. см. ² абс.	Расход пара в час на 1 эф. л. с. в кал.				
		20 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. 300°C	0,06	4,4	4,0	3,7
	0,5	6,8	6,0	5,6	5,6	—
	1,0	8,8	7,6	6,8	6,8	—
	2,0	10,8	9,4	8,6	—	—
	4,0	14,0	19,0	11,0	—	—
	6,0	16,8	15,0	13,9	—	—
13 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. 300°C	0,06	5,0	4,5	3,9	3,8	3,8
	0,5	8,0	7,0	6,1	6,0	—
	1,0	10,0	7,8	7,8	7,7	—
	1,5	10,5	9,8	8,7	8,6	—
	2,0	13,0	11,0	9,6	9,5	—
	4,0	17,0	15,0	14,0	—	—
9 $\frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. сух. нас.	0,06	7,0	6,0	5,0	4,9	4,8
	0,5	10,0	9,5	8,2	8,1	8,0
	1,5	11,0	11,5	10,0	9,9	9,9
	1,0	16,0	13,5	10,0	11,8	—
	2,0	18,0	15,5	13,8	13,7	—
	3,0	44,0	21,0	19,2	—	—

При больших колебаниях в количестве отводимого для целей нагревания пара бывает удобнее брать пар, не отходящий из последних ступеней турбины или из последнего цилиндра паровой машины, а отводимый из промежуточных частей двигателя. Так возникают паровые машины или паровые турбины с промежуточным отводом пара ¹⁾).

Пар отводится здесь в случае паровой машины из ресивера, а в случае паровой турбины — из той ступени турбины, которая соответствует требуемому давлению пара для нагревания. При этом количество отбираемого пара может меняться; остальной пар проходит через последующие рабочие органы машины (цилиндр низкого давления в паровых машинах), совершая там работу. Чем больше отбирается пара, тем меньше работы может быть произведено в этих частях низкого давления паровых устройств; поэтому части высокого давления должны соответственно увеличивать свою работу, что бы покрыть общую потребность в мощности.

¹⁾ По немецки называемые „Anzapfmaschinen“, или „Anzapfturbinen“.

Паровые машины с промежуточным отводом пара ¹⁾ строятся обыкновенно как тендем машины (чтобы давление на передаточные органы оставалось более или менее постоянным). Отношение объема цилиндра высокого давления к цилиндру низкого давления у них берется обыкновенно меньше, чем в нормальных машинах, т. е. иначе, при больших количествах отводимого пара, получаются слишком большие потери в цилиндре низкого давления. В результате этого не совсем нормального отношения объемов получается при обыкновенных условиях работы некоторый перерасход пара по сравнению с обыкновенными машинами без отвода пара; при вычислении экономии от соединенного устройства силового и отопительного с промежуточным отводом пара этот больший расход должен быть принят во внимание ²⁾. Расход пара при разных количествах отводимого пара вычисляется проще всего по коэффициентам использования тепла в отдельных цилиндрах („термодинамические“ коэффициенты полезного действия) и по тепловым падениям в них. Приведем примерный расчет для такого случая ³⁾: начальное давление примем равным $13 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс., давление в ресивере (равное впускному давлению в цилиндре низкого давления) — $1 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс., давление в конденсаторе, равное $0,1 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. Тепловые падения ($i_0 - i$) в цилиндрах будут: в цилиндре высокого давления 131 кал., в цилиндре низкого давления — 79,8, если принять термодинамические коэффициенты в этих цилиндрах соответственно равными 0,8 и 0,6, получится для всей машины, работающей с отводом пара, тепловое падение: $0,8 \cdot 131 + 0,6 \cdot 79,8 = 152,7$. Это соответствует расходу пара на одну индикаторную силу в час $\frac{632}{152,7} = 4,15$ кгр., тогда как для машины с нормальным отношением цилиндров получился бы при тех же условиях расход в 4,05 кгр. ⁴⁾. При отборе пара из ресивера работа в цилиндре высокого давления остается прежняя, а в цилиндре низкого давления — уменьшается на соответствующую величину, полный же расход пара остается прежний. По-

¹⁾ См. Reutlinger, цитир. сочин., а также вышеупомянутую статью Gerke и книгу Hottinger'a, а также статью Heilmann'a „Grundlagen für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit von Wärmekraftmaschinen“, Sparsame Wärmewirtschaft, Heft II, 1920 г.

²⁾ Heilmann, цитиров. статья, стр. 56—57.

³⁾ По данным статьи Heilmann'a.

⁴⁾ Обе эти цифры расхода крайне низки и относятся повидимому к локомотивным машинам с высоким перегревом пара, которыми, главным образом, и интересуется Heilmann.

этому можно вычислить этот увеличенный расход, например, для отвода 25% пара следующим образом, тепловое падение в машине:

$$0,8 \cdot 131 + 0,7 \cdot 0,6 \cdot 79,7 = 140,7.$$

$$\text{Расход пара в час на 1 инд. лош. силу в кгр.} = \frac{632}{140,7} = 4,50.$$

Таким же образом делаются вычисления и для других количеств отводимого пара. Заметим, что и в паровых турбинах, сконструированных для промежуточного отбора пара, нормальный расход (без отбора) несколько выше чем в обыкновенных турбинах ¹⁾. В точных расчетах надо еще принимать во внимание, что теплосодержание пара, выходящего из паровой машины меньше, чем если бы пар просто прошел через дросель-клапан.

Из деталей машин с промежуточным отводом пара надо сказать только несколько слов о регулировании их. В них приходится держать постоянным с одной стороны давление в паропроводе, идущем от ресивера к отоплению, с другой стороны — число оборотов машины. Для поддержания давления служат регуляторы, которые под влиянием уменьшения давления в паропроводе уменьшают степень наполнения в цилиндре низкого давления и наоборот увеличивают ее при повышении давления в указанном паропроводе. Так действует например ртутный регулятор Зульцера ²⁾, в котором давление пара через ртуть передается плавающему в ней поршню и от него — парораспределению цилиндра низкого давления. Если регулятор начинает перепускать больше пара в цилиндр низкого давления, то работа последнего, а следовательно, и всей машины, увеличивается и число оборотов машины тоже увеличивается. Для предупреждения этого центробежный регулятор уменьшает количество пара, впускаемого в цилиндр высокого давления. По аналогичному принципу устраивается регулирование в турбинах с промежуточным отводом пара ³⁾. Чтобы дать понятие об экономии, приносимой устройствами с промежуточным отводом пара, приведем данные одного примера для паровой машины (по Hottinger'у с некоторыми изменениями). Пусть имеется потребность в мощности в 300 эф. л. с. и в количестве тепла в час, равном 590000 кал. при давлении пара в $1,2 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс.

¹⁾ Hottinger, цитир. статья, стр. 59.

²⁾ Hottinger, цитир. соч., стр. 105.

³⁾ См. описание системы Mennig и Picard, принятое для турбин MAN, Gerke, цитиров. ст., стр. 26—27, и многочисленные описания таких регулирований в новом издании Стодола, § 145.

Берем устройство сначала с отдельным питанием силовой и отопительной установки. Для силовой установки берем пар с давлением в $13 \frac{\text{кгр.}}{\text{см.}^2}$ абс. и температурой в 300°C , при вакууме в конденсаторе, равном 90% ¹⁾.

Расход пара в такой машине можно принять равным 5,5 кгр.; полный расход в час будет равен $5,5 \cdot 300 = 1650$ кгр. Следует принять, что конденсат приходит в экономайзеры с температурой несколько ниже, чем температура 40° , соответствующая давлению в конденсаторе; полагая эту температуру вступления в экономайзер равной 35 , а полную теплоту парообразования, λ , соответствующую начальному состоянию пара в машине ($p = 13$ атм. абс. $t' = 300^\circ \text{C}$), равной 729 кал., получим расход тепла в котле на 1 кгр. пара, равный $729 - 35 = 694$ калор., а для всей машины $694 \cdot 1650 = 1145000$ калорий. Если для получения пара для отопления возьмем котел низкого давления ($1,2$ атм. абс. и примем, что конденсат возвращается в котел с температурой в 60% тогда 1 кгр. пара отдает $641 - 60 = 581$ калор. и столько же тепла нужно для его получения, не считая потерь в котле). Для покрытия расхода в 590000 калор. в час понадобится, следовательно, $\frac{590000}{581} = 1020$ кгр. пара в час. Если принять коэффициент полезного действия котлов одинаковым и равным $0,7$, а теплотворную способность угля равной 7000 кал. (кгр., то потребуется угля $\frac{1145000 + 590000}{0,7 \cdot 7000} = 354$ кгр. в час или, при 2000 рабочих часов в год, 708000 кгр. = 708 тонн угля в год.

Соединенное же устройство силовое с промежуточным отводом пара при разбираемых условиях будет тратить около 7 кгр. в час на эффективную силу, что соответствует полному расходу пара в $7 \cdot 300 = 2100$ кгр. Считая, что 1100 кгр. идет на отопление (учитывая меньшее тепло-содержание пара в этом случае) и возвращается в котел при температуре в 60°C , а 1000 кгр. идут в конденсатор и оттуда в экономайзер по прежнему при температуре в 35° . Таким образом получим расход тепла в час

$$\begin{array}{r} 1100 (729 - 60) = 7360000 \text{ калорий} \\ 1000 (729 - 35) = 6940000 \text{ " } \\ \hline \text{Всего . . . } 1430000 \text{ калорий} \end{array}$$

Для получения этого количества тепла нужно истратить при 2000 рабочих часов в год $\frac{1430000 \cdot 2000}{0,7 \cdot 7000} = 584000$ кгр. = 584 тонны. Таким

¹⁾ Цитиров. соч., стр. 111 и след.

образом экономия угля в год составляет $708 - 584 = 124$ тонны или по отношению к расходу отдельной установки $\frac{124}{708} \cdot 100 = 17,5\%$.

Аналогичные подсчеты делаются и для паровых турбин и приводят тоже к заключению о значительной экономии, даваемой такими соединенными устройствами. Так в результате подсчета большого примера паротурбинной установки с общим расходом пара в час равным 12000 кг. Kriegbaum приходит к заключению ¹⁾, что полный коэффициент полезного действия этой установки, равный около 20% без отвода пара повышается до 40% при промежуточном отводе четверти всего пара, вышедшего в турбину и даже 60% при отводе половины пара.

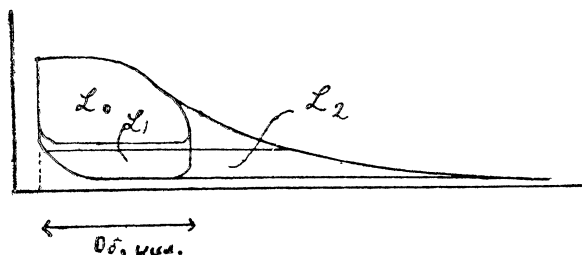
Однако при проектировании подобных устройств надо обращать внимание на то обстоятельство, что потребность в теплоте для промышленных целей может быть сильно изменчива и тогда выгода от такого устройства значительно уменьшается. Таким образом первым требованием при проектировании подобных устройств является тщательное выяснение всего режима будущей установки.

16. Турбины для отходящего пара. Тепловые аккумуляторы. На металлургических заводах встречались (прежде — всегда, но иногда в настоящее время) крупные паровые машины простого расширения, работавшие с большими степенями наполнения. Притом работа эта совершалась обыкновенно с большими перерывами (например: холостой ход или остановка при прокатке, остановка рудо-подъемных машин и т. п.). Машины эти имели очень высокий расход пара. Для уменьшения его пытались применять принцип двойного расширения и центральную конденсацию для всей установки, но первое усложняет уход за машиной а последняя не приносит большой пользы при употребляемых больших степенях наполнения и высоких давлениях конца расширения в рассматриваемых паровых машинах. Рато принадлежит заслуга предложения для таких устройств утилизации выпускаемого пара в паровых турбинах низкого давления, что дает гораздо большую выгоду, чем непосредственное применение конденсации. Это ясно видно из фиг. 13, в которой L_1 обозначает выигрыш в работе при конденсации, а L_2 — при паровой турбине.

Однако применение в этих установках паровой турбины встречало затруднение в крайне переменном полном расходе пара в паровых машинах, в него входящих: машины эти работают, как мы уже говорили, с переменными нагрузками, а часто и вовсе останавливаются и таким образом и режим турбины получился бы очень неустойчивым и при этом

¹⁾ Kriegbaum Turbinen mit Dampfentnahme.

могла бы существенно уменьшиться выгода всего устройства. Для устранения этого неудобства Рато предложил свой „тепловой аккумулятор“. Так называется большой сосуд с водою, вставленный между машинами, отдающими пар, и паровой турбиной. Вода, содержащаяся в этом сосуде при впуске избыточного количества пара конденсирует его, тогда как при недостатке пара она, наоборот, сама испаряется



Фиг. 13.

и, таким образом, поддерживает питание турбины на более или менее однообразном уровне. Тепловые аккумуляторы Рато строятся по разным системам, именно или в виде большого числа плоских сосудов с водою, заключенных в одном большом цилиндре, причем пар омывает все эти сосуды (тарелочный аккумулятор), или в виде горизонтального цилиндрического котла с водою, через которую проходят горизонтальные трубы с отверстиями; через эти трубы проходит пар и приводит при этом в движение воду в котле. Наконец аккумулятор Гарле представляет форму колокола, плавающего в воде. Аккумуляторы Рато были предложены еще в 1907 году, и получили довольно большое распространение, преимущественно на металлургических заводах¹⁾.

Заметим, что даже при употреблении тепловых аккумуляторов Рато, при очень переменном режиме могут получиться слишком большие колебания давления, а следовательно и мощности турбины. Тогда удобнее применять не просто турбины низкого давления, а так называемые турбины с двойным давлением (Zweidruckturbinen), могущие работать от пара низкого давления, когда он имеется в достаточном количестве, и от свежего пара в противоположном случае. Для таких турбин довольно сложным является вопрос регулирования, на котором однако, мы не можем останавливаться.

Идея теплового аккумулятора в новейшее время получила большое развитие в виде аналогичного устройства, предложенного шведским инженером Рутсом (Ruths) и исполняемого заводом „Aktien Gesellschaft Vaproraccumulator, Stockholm“. Эти устройства получили в короткое

¹⁾ См. статью о них проф. А. П. Германа в „Горном журнале“ за 1911 г.

время большое распространение за границей и вызвали ряд сообщений и докладов ¹⁾. Поэтому нам надо тоже на них остановиться. Отличие их от аккумулятора Рато прежде всего количественное, они предназначены для сглаживания гораздо больших колебаний давления, чем аккумуляторы Рато и притом не только в силовых установках, но и в чисто котельных, служащих для питания паром фабрик и заводов. Роль его в паровом хозяйстве вообще сравнивают с ролью маховых колес в двигателях, которые тоже воспринимают и отдают избыток энергии и тем уменьшают колебания скорости.

Он представляет собою железный котел, наполненный водою до 90 — 95% своего объема и изолированный помощью кизельгура или магнезии. Для того, чтобы действительно уравнивать колебания давления объем его должен быть взят очень большим. Общество Varogassumulator строит аккумуляторы Рутса огромных размеров для отдачи до 100000 кгр. пара в час. При таких больших объемах для избежания слишком большой толщины стенок рабочее давление выбирается не слишком большим, не выше 7 атм.

Выгоды, приносимые применением теплового аккумулятора Рутса, характеризуются следующим образом:

1) С применением его даже для производств с большими колебаниями в расходе можно применять котлы с большим объемом воды, работающие при однообразном режиме, т. к. колебания в расходе пара будут легко восприняты аккумулятором Рутса.

2) Колебания в нагрузке котла устраняются и сгорание топлива может быть ведено в совершенно однообразных условиях, что содействует повышению коэффициента полезного действия котла.

3) Так как при установке теплового аккумулятора Рутса размер поверхности нагрева котлов может быть определен только по среднему расходу пара, то можно уменьшить поверхность нагрева.

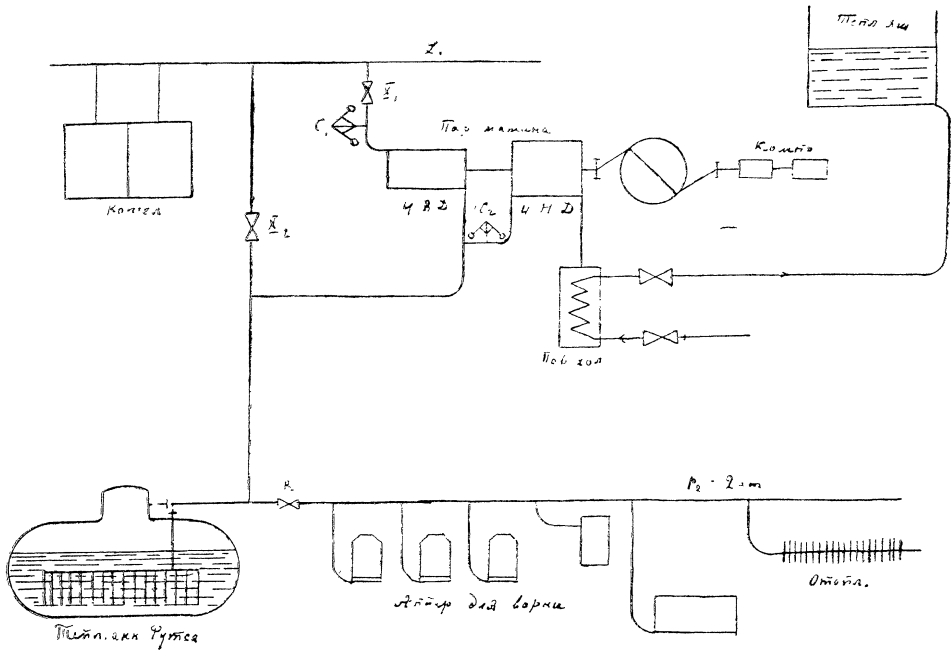
Это особенно важно для существующих котельных установок, которые временно оказываются перегруженными вследствие неравномерного расхода или вследствие перехода на низкосортное топливо, не допускающее возможности форсировки котла ²⁾.

¹⁾ Из большой немецкой литературы в моем распоряжении были статьи: Klingenberg. Die Zukunft der Energiewirtschaft Deutschlands. Z. d. V. d. I. Июнь 17, 1922 г. Münzinger. Ruhts Wärmespeicher in Kraftwerken. Mitt. des Ver. der El. W. № 319, август 1922 г. Barth. Wahl, Projektierung und Betrieb von Kratanlagen, изд. 1922 г., § 108, глава в книге Hottinger'a и доклад самого Ruths'a: Z. d. V. d. I. №№ 21, 22, 24; 1922 г.

²⁾ Это соображение отмечается, как особенно важное для Германии в современных условиях; но оно так же важно и для России.

4) Уменьшение форсировки котла и вообще упрощение ухода за котлом позволяет при наличии теплового аккумулятора Рутса сократить обслуживающий котел персонал.

5) Применение аккумулятора Рутса облегчает устройство установок с соединенным получением механической энергии и тепла, т. к. дает



Фиг. 14.

возможность избежать затруднений, происходящих из несовпадения времени потребления механической энергии и тепла.

6) Многие процессы нагревания в промышленности могут быть сильно сокращены по времени при употреблении аккумулятора Рутса в виду возможности получения из него в короткое время больших количеств пара. Это сокращение вызывает повышение производительности фабрики. Для лучшего уяснения действия аккумулятора Рутса приводим пример установки его на одном крупнейшем пивоваренном заводе в Стокгольме. Как видно из фиг. 14-й, устройство это состоит из 3 водотрубных котлов по 150 м² поверхности нагрева, работающих при давлении в 13 атм. по манометру, снабженных ценными решетками для сжигания угля и

экономайзерами. Для получения механической энергии служит паровая машина тендем в 500 лощ. сил, приводящая в движение компрессор и электрический генератор. Машина построена с отводом пара из ресивера. Охлаждающая вода холодильника, имеющая после выхода из него температуру около 40° , употребляется на пивоваренном заводе. Регулирование здесь сделано очень своеобразно, именно пар из котла проходит через регулятор X_1 , который, в случае повышения давления в котле, увеличивает наполнение цилиндра высокого давления, а число оборотов поддерживается постоянным при помощи центробежного регулятора C_2 , уменьшающего в этом случае наполнение цилиндра низкого давления. Вышедший из ресивера пар при $3,5 - 2$ атм. идет в аккумулятор и оттуда через редукционный вентиль в паропровод и в отделение для варки. Параллельно с впуском в машину находится вентиль X_2 . Давление котла открывает этот вентиль только тогда, когда вентиль X_1 открыт полностью. Центробежный регулятор C_1 закрывает при возрастающем числе оборотов доступ пара в цилиндр высокого давления. (В действительности имеется не 2 центробежных регулятора, C_1 и C_2 , а только один, который исполняет обе указанные функции).

Размеры этого теплового аккумулятора следующие: диаметр — 4 м., длина 14,5 м. и объем — 145 м.^3 , он может накапливать в предписанных пределах давлений 3800 кгр. пара. Аккумулятор сглаживает прежде всего колебания давления пара в отделении для варки, а затем также и колебания нагрузки. Если, например, потребность в механической энергии увеличится, то центробежный регулятор C_2 увеличит наполнение цилиндра низкого давления и часть пара, прежде шедшая в аккумулятор, теперь пойдет в цилиндр низкого давления. При еще большем увеличении давления аккумулятор начнет сам отдавать пар в цилиндр низкого давления.

Ограничиваясь приведенными краткими сведениями о тепловом аккумуляторе Рутса, скажем только еще раз, что для него можно ожидать большого распространения.

17. Утилизация отходящего тепла в двигателях внутреннего сгорания. В двигателях внутреннего сгорания отходящее тепло содержится в продуктах сгорания и в охлаждающей воде. Формы использования этой теплоты могут быть очень разнообразными и примеры такого использования были довольно многочисленны и в довоенной литературе ¹⁾, но вообще преобладало мнение, что в виду

¹⁾ Можно, например, для Дизель-моторов привести статью Hottinger'a: „Die Abwärmeausnutzung bei Dieselmotoren. Z. d. V. d. I, стр. 673 и след. 1911 г. Cochand und Höttinger. Versuche an einer Sulzer'schen 300-Pferdigen Dieselmotorenanlage mit Abwärmeverwertung. Z. d. V. d. I, стр. 458 и след. 1912 г.

лучшего использования тепла в этих двигателях и меньшего удобства в использовании отходящего тепла, последнее вообще имеет меньшее значение, чем для паровых двигателей и даже вообще не всегда может быть с выгодой применено.

В настоящее время и для двигателей внутреннего сгорания с успехом применяются различные способы утилизации отходящего тепла ¹⁾. Что касается охлаждающей воды, то температуру ее при выходе из газового двигателя нельзя брать особенно высокой, так как иначе могут происходить преждевременные вспышки. Эту температуру берут в крупных газовых двигателях поэтому не выше 50 — 70° и в самом крайнем случае — 90°. Количество же ее довольно велико: около 20 литр. на 1 лощ. силу в час. Приведенные температуры отходящей воды сравнительно низки, поэтому эта вода может быть употребляема только для бань, прачешных, отоплений, питания котлов и т. п. целей.

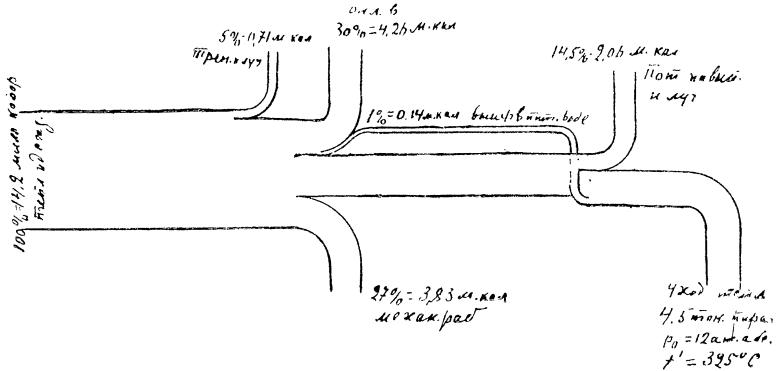
Отходящие газы оставляют газовый двигатель при 400 — 700° С. Из всей теплоты, полученной при сгорании газа в двигателе, с отходящим газом уходит от 35% до 50%, т. е. около 150 — 200% от теплоты преобразованной в полезную работу. Поэтому утилизация этого тепла имеет чрезвычайно важное значение в общей экономичности силовой установки. Пусть имеем, например, центральную станцию с газовыми двигателями на 10000 KW. Расход тепла в ней около 38000000 калор. в час в форме газа. Из них в электрическую энергию преобразовывается 8630000 калорий, а с отходящим газом уходит примерно 15000000 калорий в час. Эти 15000000 калорий соответствуют расходу угля около 2 тонн в час, или около 3 вагонов угля в сутки.

Необходимость экономить эти большие количества теряемой теплоты повели к тому, что большие силовые газовые установки в Германии (работающие на доменных газах) стали теперь почти всегда снабжаться особыми котлами, в которых за счет теплоты отходящих газов получается перегретый пар высокого давления, который может употребляться для получения механической работы, например, в паротурбинной установке или для других целей.

На фиг. 15 изображено распределение тепла, получаемого в установке на 6000 эффект. л. с. с газовыми двигателями, снабженной такими котлами для утилизации теплоты отходящих газов. Применяя полученный пар в паровых турбинах, можно получить доба-

¹⁾ Заимствуем о них сведения из вышецитированного сочинения Hettigner'a и статьи Р. Мейера: Abwärmeverwertung bei Verbrennungskraftanlagen und industriellen Oefen. Sparsame Wärmewirtschaft, Heft II.

вочную мощность 20% от мощности, развиваемой газовыми двигателями.



Фиг. 15.

В следующей таблице приведены данные испытаний нескольких таких устройств с крупными газовыми двигателями завода MAN¹⁾.

Мощность установки эф. л.с.	Развиваемая в опыте мо- щность эф. л. с.	в % норм. мощность	Давление получ. пара кгр. см. ²	Температура	Количество получ. пара на 1 эф. л.с. в час. тонны.
1000	1050	100	13,8	320	0,9
3000	2760	92	—	—	1,13
7200	5550	77	14	330	1,11
3600	2740	76	14	345	1,13
2250	1130	50	11	325	1,16
2250	1200	53	11	325	1,6

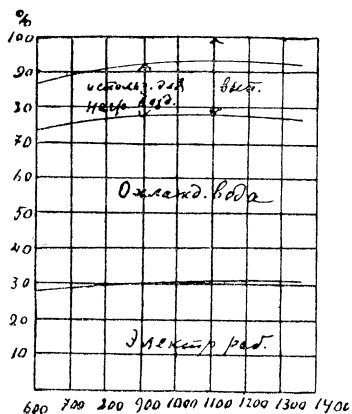
Чисто экономические подсчеты (с принятием во внимание стоимо-
сти первоначальной установки) также приводят к очень благоприятным
результатам. Так например, для такой же установки на 10000 KW при
60% нагрузки имеем при 1,5 т. полученного пара на 1 KW час
следующее количество полученного от утилизации отходящих газов пара
в час: $\frac{6000 \cdot 1,5}{1000} = 9$ тонн или при 8000 рабочих часов в год 72000

¹⁾ Н. Меуер, цитиров. статья, стр. II-я.

тонн пара при 14 атм. и 325° С. Если бы это количество пара получить в отдельной котельной, то требовалось бы при 8 кратном испарении израсходовать 9600 тонн угля, что при цене в 80 марок за тонну угля давало бы 720000 марок в год. Эта сумма сберегается, следовательно, в год помощью устройства для утилизации тепла отходящих газов. Между тем стоимость первоначального устройства такой установки

не превышает 700000 марок, т. е. она окупается в один год. Аналогичные расчеты делаются и для более мелких установок. Так например устройство для утилизации отходящих газов от двигателя в 1000 KW стоит около 100000 марок. Это устройство может дать в год около 10000 тонн пара, который по прежнему расчету имеет стоимость в $\frac{10000}{8} \cdot 80 = 100000$ марок, т. е. то же устройство может окупиться в один год.

Что касается Дизель-моторов, в них температура отходящих газов ниже, чем в крупных газовых двигателях, и количество тепла, содержащееся в отходящих газах, меньше, чем в последних. Типичное распределение тепла у них показано на фиг. 16-й.



Фиг. 16.

Поэтому здесь удобнее использовать теплоту воды для тех или иных заводских целей, а теплоту отходящих газов употреблять не на производство перегретого пара высокого давления для целей получения энергии, а например для получения пара низкого давления, который шел бы на отопление или применение этих газов в сушильках и т. п.

Интересным примером такой утилизации является ниточная фабрика в Геггингене, в которой был поставлен двигатель Дизеля в 1200 л.с. Вся охлаждающая вода (примерно при 50° С) шла в красильное отделение фабрики, где теплота ее, таким образом, полностью использовалась. Отходящие же газы шли в специальный воздухонагревательный прибор, в котором нагревали около 20000 куб.м. воздуха в час до 60° С, а затем этот воздух применялся для сушки пряжи.

При помощи этой двойной утилизации отходящего тепла получалась (вместе с механической энергией) утилизация до 84% тепла, заключенного в топливе, и только 16% терялись на трение, лучеиспускание или уходили с отходящими газами.

Заметим еще, что на многих электрических станциях в Германии теплота, отходящая из Дизель-моторов (теплая вода и теплота отходящих газов), используется для получения дистиллированной воды, необходимой для аккумуляторных батарей.

В заключение заметим относительно утилизации отходящей теплоты следующее: технически при этом всегда получается очень совершенное устройство, и теплотворная способность топлива используется наилучшим способом, недостижимым ни для какого теплового двигателя. Но устройства с утилизацией отходящего тепла, все-таки, преимущественно принадлежат к классу мелкой и средней мощности и применимы к отдельным заводским установкам. Крупные же центральные паровые электрические станции не могут утилизировать громадных количеств своей отходящей теплоты (преимущественно получающейся в виде нагретой до невысокой температуры охлаждающей воды холодильников). С другой стороны централизация получения энергии, сосредоточение получения ее в небольшом числе крупных установок имеет свои очень большие экономические (да и технические) преимущества. Таким образом, между этими двумя тенденциями, централизацией получения силы и утилизацией отходящего тепла, возникает до известной степени соперничество. На это обстоятельство с большой определенностью указывал известный германский специалист по постройке крупных центральных станций, Клингенберг, во время обсуждения доклада Hartmann'a об опытах с машиною W. Schmidt'a. Очевидно, что в каждом частном случае силовой установки должны быть тщательно взвешены ее особенности и на основании этого изучения решен вопрос, исполнять ли ее в виде отдельной установки с утилизацией отходящего тепла или, при наличии близкой центральной станции, отказавшись от самостоятельной установки, присоединиться к последней. Во всяком случае надо признать, что новейшие успехи в вопросе утилизации отходящего тепла чрезвычайно повысили жизнеспособность отдельных силовых установок.

Даже в больших городах в новейшее время иногда предпочитают иметь свою сравнительно небольшую электрическую станцию с использованием отходящего тепла в целой группе соседних зданий, чем простое присоединение к существующей крупной центральной станции. Примеры таких устройств с центральным отоплением на далекие расстояния имеются в Гамбурге и Киле ¹⁾. В первом из этих городов, на Почтовой улице имелась сравнительно небольшая центральная станция на 2400 *KW* (6 паровых машин по 400 *KW* каждая); три из этих машины были заме-

¹⁾ Die Kraftheizwerke in Hamburg und Kiel. Z. d. V. d. I., стр. 137 — 138, февр. 10, 1923 г.

нены уже во время войны умформерами, а затем хотели перестраивать и остальные три, но вместо того решили сделать соединенную силовую и отопительную установку. Станция эта производит отопление 6 крупных зданий (ратушу, отделения Дрезденского банка, торгового дома Тиц и др.); расход тепла на отопление — около 7000000 калорий, с возможным максимальным увеличением до 20000000 кал. Больше этого количества не позволяют дать размеры котельной (2250 м²). При дальнейшем же росте потребности предлагается присоединить к этому устройству другую станцию („Carolinenstrasse“), в которой имеется около 4000 м² поверхности нагрева котлов. Тогда общее использование тепла может достигнуть до 50000000 кал. в час. В Киле тоже использована устаревшая станция и устроено соединенное силовое и отопительное устройство. Двигателем является паровая турбина с использованием отходящего пара, переделанная из турбины, работавшей на холодильник. Общее число присоединенных зданий — 26, наиболее удаленное находится на расстоянии 1300 м. от центральной станции. Количество тепла, употребляемое на отопление (январь 1922 г.) — 10200000 калорий в час, с возможным повышением до 14000000 калорий.

18. Получение теплоты при помощи механической энергии. Ближко связанным вопросом с только что описываемыми способами утилизации отходящего тепла является изучение наиболее выгоднейших способов обратного получения тепла за счет затраты механической энергии.

Вопрос этот был поставлен впервые 70 лет тому назад знаменитым В. Томсоном, в эпоху создания основ термодинамики. В виду малой распространенности сведений об этом вопросе скажем сначала несколько слов о его теории.

Одним из основных положений классической термодинамики является установление понятия коэффициента полезного действия обратимого цикла Карно и нахождение его величины в функции температур, имеющих место в этом процессе. Как известно, так называемый „прямой“ цикл Карно совершается каким-либо телом, например газом, таким образом, что тело первоначально приводится в соприкосновение с источником высокой температуры (полжм T_1) и расширяется с сохранением этой температуры (изотермически) до некоторого объема, большего чем первоначальный, причем тело заимствует у источника тепла некоторое количество тепла Q_1 . Затем рабочее тело разъединяют с источником тепла высокой температуры и предоставляют ему расширяться без сообщения и траты тепла (адиабатически). В третьей стадии процесса рабочее тело сжимается изотермически, находясь в соприкосновении с источником тепла низшей температуры T_2 , причем у тела отнимается количество

тепла Q_1 и передается источнику тепла низшей температуры. Наконец, адиабатическим сжатием тело возвращается в первоначальное состояние. В результате этого кругового процесса произошло перенесение тепла от источника высшей температуры в количестве Q_2 и переход теплоты в работу в количестве $(Q_1 - Q_2)$. Затратой тепла в этом процессе, являющемся „идеальным процессом“ для теплового двигателя, работающего между температурами T_1 и T_2 , будет количество тепла Q_1 ; коэффициент полезного действия будет отношение количества тепла, преобразованного в работу $(Q_1 - Q_2)$, к полному количеству тепла Q_1 , заимствованному у источника высшей температуры:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

В термодинамике доказывается, что при предположенных идеальных условиях этот коэффициент равен:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

т. к. имеет место отношение:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

В. Томсон занялся детальным рассмотрением обратного цикла Карно: очевидно, что если он произведен будет между теми же источниками температур с позаимствованием и отдачей тех же количеств тепла Q_2 и Q_1 , то в результате такого цикла будет перенос тепла от источника низшей температуры к источнику высшей температуры в количестве Q_2 и затрата работы в количестве $\frac{Q_1 - Q_2}{A}$ (А — калори-

ческий эквивалент механической работы $= \frac{1}{427}$ кал.), переходящей в теплоту и тоже в этом виде отдаваемой источнику высшей температуры. Таким образом при совершении обратного цикла Карно источник высшей температуры получит $Q_1 - Q_2 + Q_2 = Q_1$ единиц тепла.

Очевидно, что обратным циклом Карно можно воспользоваться или как холодильной машиной, т. к. повторяя его можно постоянно отнимать температуру у источника низшей температуры и поддерживать таким образом низкую температуру этого источника несмотря на приток к нему тепла из более нагретой окружающей среды, или как нагревательной машиной, так как источник высшей температуры будет

при каждом цикле получать количество тепла Q_1 , причем только часть его ($Q_1 - Q_2$) получается за счет затраты внешней работы, другая же часть, Q_2 , заимствуется у источника низшей температуры.

Если бы мы скombинировали машину, работающую по прямому циклу Карно с машиной, работающей по обратному циклу Карно, и притом заставили бы обе эти машины работать между одними и теми же источниками высшей и низшей температуры, то, разумеется, в результате оба эти процесса взаимно уничтожились бы и в обоих источниках тепла просто восстановилось бы первоначальное состояние. Но можно представить себе, прямой цикл Карно (идеальная машина-двигатель) совершается между источниками тепла T_1 и T_2 , причем получается работа $AL = Q_1 - Q_2$ и затрачивается теплота Q_1 , а обратный цикл Карно совершается между другими источниками тепла температур T_2' и T_1' , затрачивая такую же по величине работу $AL = Q_1' - Q_2'$ и перенося количество тепла Q_2' от источника низшей температуры к источнику высшей температуры; при этом последний, как было указано, получит полное количество тепла Q_1' .

Не трудно подобрать отношения между температурами T_1 и T_2 , T_1' и T_2' так, чтобы Q_1' было больше Q_1 . Имеем на основании вышесказанного равенства:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} &= \frac{T_1 - T_2}{T_1} \\ Q_1 - Q_2 &= Q_1 \frac{T_1 - T_2}{T_1} \\ Q_1' - Q_2' &= Q_1' \frac{T_1' - T_2'}{T_1'} \end{aligned}$$

По условию обратный цикл Карно (употребляемый как „нагревательная машина“) совершается за счет работы, получаемой в прямом цикле Карно, т. е. работы $Q_1 - Q_2$ и $Q_1' - Q_2'$ должны быть равны между собою. Отсюда следует

$$Q_1 \frac{T_1 - T_2}{T_1} = Q_1' \frac{T_1' - T_2'}{T_1'}$$

или

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{1 - \frac{T_2}{T_1}}{1 - \frac{T_2'}{T_1'}}$$

Таким образом, подбирая соответственно отношения $\frac{T_2}{T_1}$ и $\frac{T_2'}{T_1'}$, можно при затрате тепла в количестве Q_1 кал. в машине получить

в нагреваемом помещении, теоретически говоря, произвольно большое количество тепла Q_1' ; очевидно, что избыточное количество тепла не создается из ничего (что было бы нарушением закона сохранения энергии), а переносится от тела менее нагретого к более нагретому. Здесь нет также нарушения и 2-го закона термодинамики, т. е. компенсационный процесс для перехода тепла от тела менее нагретого к более нагретому имеется в виде перехода работы в теплоту; постулат Клаузиуса не ставит никаких количественных норм для этого компенсационного процесса и требует только, чтобы он был совершаем.

Чтобы было исполнено в требование $Q_1' > Q_1$ должно быть

$$1 - \frac{T_2}{T_1} > 1 - \frac{T_2'}{T_1'}$$

т. е.

$$\frac{T_2'}{T_1'} > \frac{T_2}{T_1}$$

Возможность такого устройства хорошо уясняется при помощи гидравлической аналогии: представим себе колесо Пельтона, приводимое в движение потоком воды с малым расходом воды и с очень большим падением; можно при помощи этого колеса Пельтона поднять очень большое количество воды на малую высоту, заставив колесо Пельтона действовать, положим, на центробежный насос. Все вышеуказанное выясняет идею механического отопления, предложенную В. Томсоном в вышецитированной статье. Заметим еще, что работа, затрата которой необходима для совершения обратного цикла Карно, может получиться и не тепловым, а например, гидравлическим или ветряным двигателем; в своей статье 1852 года В. Томсон уже высказывает эту мысль, а в примечании, сделанном в 1871 году при издании собрания своих статей, он делает предположение об утилизации Ниагарского водопада для целей механического отопления при помощи электрической передачи прилежащих частей Соединенных Штатов и Канады.

На самом деле, конечно, машина-двигатель не может работать по циклу Карно, а холодильная машина, применяемая для целей нагревания, не может работать с тою выгодностью, которую мы предполагаем. Поэтому отношение $\frac{Q_1'}{Q_1}$ будет практически гораздо меньше, чем получается по чисто теоретическому расчету, и для суждения о выгодности или даже возможности получения теплоты за счет затраты механической энергии нужно сделать расчеты, исходя из чисто практических данных о реальных двигателях и холодильных машинах.

Такие детальные расчеты были раньше всего сделаны в докладе проф. А. В. Рязанцева, прочитанном в 1913 г. в обществе Технологов; „холодильная машина, как водогрейная“¹⁾. В качестве двигателя он предлагает Дизель-мотор с утилизацией отходящего тепла; холодильную машину берет сернисто-кислотную, более подходящую к рассматриваемой высокой температуре воды, выходящей из компрессора: до 60 — 70°; дальнейшее нагревание этой воды предполагается совершающимся за счет газов, отходящих из двигателя. Для повышения холодильного действия холодильной машины она предполагается с переохлаждением. При этих предположениях автор просчитывает несколько вариантов устройств. В наиболее характерном, из них именно в таком, в котором вся теплота употребляется для целей отопления, получается 32% экономии по сравнению с обыкновенным устройством для парового отопления. Эта цифра не поражает своей громадностью, но ее достоинство в том, что она получена из данных, близких к реальной действительности.

В докладе, прочитанном одновременно с А. В. Рязанцевым, М. В. Кирпичев²⁾ возобновил с современными данными предложение В. Томсона использовать для целей „механического отопления“ дешевую энергию, получаемую в гидротехнических установках или тепловых центральных станциях, работающих на дешевом топливе.

В статьях новейших немецких авторов (Hirsch, Landsberg)³⁾ вопрос исследуется в более общем виде: изучаются установки, соединяющие получение механической энергии и теплоты, причем возможны самые разнообразные комбинации в относительных значениях той и другой; силовые установки всегда предполагаются с использованием отходящего тепла. Устройства, включающие холодильную машину, употребляемую для получения тепла, дают большую экономию по сравнению с чисто нагревательными устройствами.

Отсылая для подробностей к моей статье о механическом отоплении зданий⁴⁾, укажем только в заключение, что возможность принятия во внимание только что описанных холодильно-нагревательных установок очень расширяет поле для возможных комбинаций, и можно пожелать, чтобы выгодность была выяснена окончательно опытом.

¹⁾ Вестник Общ. Технологов. стр. 175 — 179, 1914 г.

²⁾ Помещен в Вестн. Общ. Технолог. 1914, рядом с докладом А. В. Рязанцева.

³⁾ Hirsch. Wärmewandlung Z. f. g. g. T. W., 1920. Landsberg. Die Berechnung verbundener Heiz- und Kühlanlagen, Z. f. d. ges. K. I. стр. 110 — 112, 1922 г.

⁴⁾ Техн., стр. и пром. № 4 — 5, 1922 г.

КНИГОИЗДАТЕЛЬСТВО

„ACADEMIA“

Петроград, просп. Володарского, 40.
Телефон 138-98.

Москва, Тверская, 29.
Телефон 64-38.

ОТДЕЛ ТОЧНЫХ И ПРИКЛАДНЫХ НАУК.

- А. ДЖЕНОККИ.—Дифференциальное исчисление и начала интегрального исчисления, в обработке Д. Пеано.
Перев. К. А. Поссе 2 р. — к.
- Б. М. КОЯЛОВИЧ.—Аналитическая Геометрия. (*распродано*) 1 р. 50 к.
- В. П. ЯЦЫНА.—Термодинамика систем, подчиняющихся уравнению $PV=RT$. Идеальный газ 1 р. — к.
- Н. А. РЫНИН.—Техника и экономика авиотранспорта 1 р. — к.
- П. А. МОЛЧАНОВ.—Атмосфера. Строение и процессы воздушной стихии по современным воззрениям 1 р. 25 к.
- В. К. ФРЕДЕРИКС и А. А. ФРИДМАН.—Основы теории относительности (*печатается*).

НИЖНИЕ
МАГАЗИНЫ

„ACADEMIA“

Петроград,
пр. Володарского, 40.
Москва, Тверская, 29.

→ Все новинки Петроградских, Московских и провинциальных изданий немедленно по их выходе.

→ Большой выбор книг по всем отраслям знания. Большой антикварный отдел.

→ Наибольшее внимание обращено на постоянное пополнение след. отделов: *Обществоведение. Экономика. Философия. Литература. Искусство. Классики. Техника.*

→ Магазины принимают поручения от провинциальных учреждений, магазинов и частных лиц на доставку всех книг как новых, так и прежних изданий.

→ Комплектование библиотек на самых льготных условиях.

→ Книги высылаются наложенным платежом по первому требованию.

→ Книгопродавцам обычная скидка.