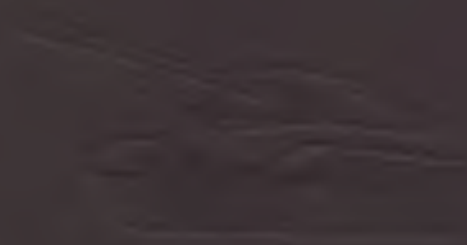


ТЕОРИЯ ТАНЦА



Профессор инженер-полковник А. О. НИКИТИН,
профессор генерал-майор ИТС Л. В. СЕРГЕЕВ

ТЕОРИЯ ТАНКА

ИЗДАНИЕ АКАДЕМИИ

*Утверждено
начальником танковых войск
в качестве учебника для слушателей
академии.*

Данный учебник написан по программе курса «Теория танка», читаемого в Военной ордена Ленина академии бронетанковых войск.

В учебнике рассматриваются внутренние затраты мощности в агрегатах и механизмах танка и внешние сопротивления при его движении. Излагаются закономерности движения танка в различных условиях, тяговые расчеты прямолинейного движения и поворота, собственные и вынужденные колебания поддресоренного корпуса, преодоление танками разных препятствий, в том числе и водных преград. Обосновываются оценочные параметры, характеризующие качества быстроходной гусеничной машины боевого предназначения.

Часть I и глава 3-я части IV написаны профессором генерал-майором ИТС Л. В. Сергеевым, части II, III и главы 1-я и 2-я части IV — профессором инженер-полковником А. О. Никитиным.

Рецензенты: кафедра № 13 академии; кандидат технических наук доцент генерал-майор ИТС запаса П. И. Иванов.

Редактор кандидат технических наук доцент инженер-полковник в отставке А. Н. Малиновский.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настойчивые предложения Советского Союза осуществить всеобщее и полное разоружение под строгим международным контролем упорно отклоняются империалистическими государствами, продолжающими интенсивно наращивать свои вооруженные силы.

В этих условиях Вооруженные Силы Советского Союза, в том числе и танковые войска — главная ударная сила сухопутных войск — должны в любой момент дать сокрушительный отпор империалистическим агрессорам.

В случае возникновения войны боевые действия сухопутных войск будут носить стремительный и маневренный характер. Решающая роль в обеспечении динамичных боевых действий будет принадлежать танковым войскам, оснащенным разнообразной бронетанковой техникой.

Основной составной частью бронетанковой техники являются танки — боевые гусеничные машины высокой проходимости, обладающие мощным вооружением, сильной броневой защитой и высокой подвижностью.

Решения XXII съезда КПСС о необходимости «...держать на должной высоте, всемерно укреплять обороноспособность нашей Родины — оплота мира во всем мире...» обязывают непрерывно совершенствовать конструкции танков в направлении дальнейшего развития их основных боевых свойств и, в частности, по обеспечению высокоманевренных и стремительных действий танковых войск в различных условиях. Важная роль в разработке быстроходной гусеничной машины высокой проходимости принадлежит теории танка.

Теория танка как самостоятельная техническая дисциплина развивалась одновременно с отечественным танкостроением и обобщает опыт теоретических и экспериментальных исследований, проводившихся при создании различных образцов бронетанковой техники и в процессе ее эксплуатации.

Предметом теории танка является изучение законов движения боевых гусеничных машин в различных условиях, выявление общих закономерностей, позволяющих определять, рассчитывать и оцени-

вать тяговые и динамические качества танков и других быстроходных гусеничных машин. В теории танка исследуются также зависимости указанных качеств от характеристик и параметров двигателя, трансмиссии, подвески и гусеничного движителя, изучаются колебания поддрессоренного корпуса. Кроме того, рассматриваются вопросы устойчивости и проходимости танков, преодоления ими различных препятствий, в том числе и водных преград.

Основной метод при изучении различных видов движения танка состоит в создании расчетных схем, на основании которых составляются уравнения движения. Расчетная схема создается с определенными допущениями. Чем точнее расчетная схема отражает действительный процесс движения машины, полнее учитывает силы, действующие на танк, тем более достоверной будет и оценка качеств танка. Решение этих уравнений позволяет получить необходимые закономерности и выявить основные оценочные параметры. Некоторые силы, входящие в уравнения движения, например, силы взаимодействия гусеничного движителя с грунтом, силы взаимодействия танка с водой при движении на плаву и др., наиболее достоверно можно определить лишь в результате испытаний.

Полученные, как правило, путем натуральных испытаний значения этих сил (или соответствующих им коэффициентов) учитывают конструктивные особенности испытуемых машин и, следовательно, могут быть распространены только на машины определенного типа.

Критерием правильности допущений и условий, принимаемых при построении расчетных схем и при составлении уравнений движения, является экспериментальное их подтверждение. В равной мере это относится и к выбору оценочных параметров, получаемых в результате теоретической обработки и анализа опытных данных.

Знание общих закономерностей движения танка позволит офицерам-танкистам более успешно использовать возможности боевой техники, в частности — повышать скорости движения.

Знание указанных закономерностей и зависимостей необходимо также для обоснованного выбора основных конструктивных решений и для получения исходных данных при выполнении расчетов на прочность механизмов танка при проектировании.

Данная книга предназначается в качестве учебника по курсу «Теория танка», читаемому в Военной академии бронетанковых войск, и содержит изложение основных вопросов этой дисциплины.

Учебник также может быть использован офицерами технической службы танковых войск и инженерами-танкостроителями для углубления знаний по вопросам теории танка.

Критические замечания и пожелания по совершенствованию учебника будут с благодарностью приняты академией.

*Доктор военных наук профессор
Главный маршал бронетанковых войск
П. РОТМИСТРОВ*

ДИНАМИКА И ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТАНКА

Энергия, развиваемая танковым двигателем, расходуется на преодоление как внутренних сопротивлений в агрегатах и механизмах самого танка, так и внешних сопротивлений при его движении на местности.

Чем меньше указанные сопротивления, тем, при прочих равных условиях, выше будет скорость движения и больше запас хода — одни из важнейших показателей боевых качеств танка.

Потери мощности на преодоление внутренних сопротивлений в механизмах танка зависят от их конструкции и оцениваются, как правило, значениями к. п. д. Таким образом, значения к. п. д. являются параметрами, характеризующими совершенство моторной установки, трансмиссии и ходовой части в отношении расхода в них мощности.

Внешние сопротивления движению, т. е. сопротивления, которые проявляются при взаимодействии танка с внешней средой, определяются главным образом качеством грунта и углом наклона плоскости движения машины к горизонту. Кроме того, внешние сопротивления зависят и от конструктивных параметров ходовой части, например от конструкции траков гусеничной цепи, диаметра и числа опорных катков и т. п.

При эксплуатации танка часто приходится изменять в больших пределах скорость его движения. Это должно обеспечиваться соответствующими характеристиками и свойствами двигателя, трансмиссии и ходовой части таким образом, чтобы, независимо от величины внешних сопротивлений, путем максимального использования мощности двигателя получить высокие динамические и тяговые качества танка, обобщающим показателем которых является средняя скорость.

Таким образом, задачи первой части курса теории танка «Динамика и тяговый расчет прямолинейного движения танка» состоят:

— в исследовании внутренних сопротивлений в механизмах танка и внешних сопротивлений его прямолинейному движению в различных условиях;

— в изучении общих законов прямолинейного движения;

— в установлении зависимостей, позволяющих рассчитывать и оценивать тяговые и динамические качества танков в соответствии с характеристиками и параметрами двигателя, трансмиссии и ходовой части.

Зависимости и выводы, изложенные в части I учебника, являются также теоретическими основами при обосновании приемов и способов вождения танков, обеспечивающих наиболее полное использование их возможностей в различных условиях эксплуатации и, в частности, направленных на повышение скоростей прямолинейного движения.



Глава I

ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В танках до настоящего времени применяются исключительно поршневые двигатели внутреннего сгорания: дизели, работающие на тяжелом топливе с самовоспламенением его от сжатия воздуха, и бензиновые двигатели с воспламенением горючей смеси от электрической искры (карбюраторные и с непосредственным впрыском топлива).

Применительно к танку каждый из этих двух типов двигателей имеет по сравнению с другим свои преимущества и недостатки, известные из специальных курсов. Напомним, что на отечественных средних и тяжелых танках, составляющих основу танковых войск, во время минувшей войны устанавливались дизели. На немецких и американских машинах в основном устанавливались бензиновые карбюраторные двигатели, а на английских танках — как дизели, так и бензиновые двигатели.

Двигатель внутреннего сгорания как источник энергии характеризуется эффективной мощностью и крутящим моментом при соответствующих числах оборотов коленчатого вала в минуту и определенной подаче топлива.

Зависимость мощности и крутящего момента двигателя, а также часового и удельного расходов топлива от числа оборотов называется его скоростной характеристикой.

Скоростные характеристики разделяют на внешние (предельные) и частичные. Первые получаются при максимальной подаче топлива, т. е. при положении рейки топливного насоса «до упора» или при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора; вторые — при неполной подаче топлива, т. е. при промежуточных положениях органа регулирования двигателя.

Скоростные характеристики двигателя снимаются на тормозных стендах. При этом замеряются крутящий момент и число оборотов

в минуту коленчатого вала двигателя (в дальнейшем для краткости часто будем называть просто — обороты двигателя) на различных режимах работы, после чего эффективная мощность двигателя подсчитывается по известной зависимости

$$N_e = \frac{M_e n}{716,2} \text{ л. с.}, \quad (1)$$

где M_e — крутящий момент двигателя в кгм;
 n — число оборотов коленчатого вала в минуту.

На рис. 1 приведены внешние характеристики бензинового карбюраторного двигателя, а на рис. 2 — дизеля.

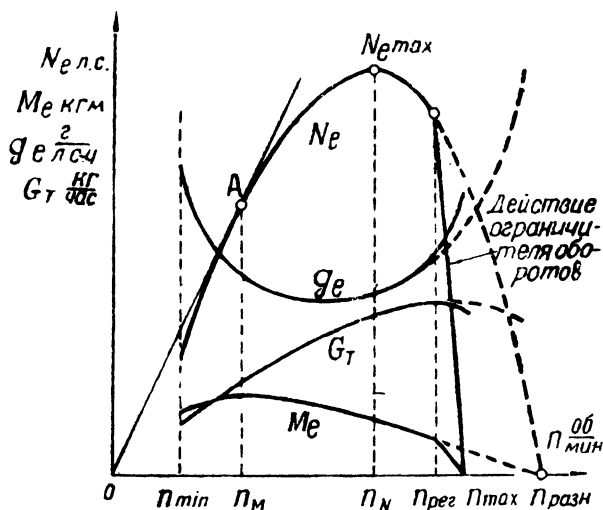


Рис. 1

Как видно из рис. 1, мощность карбюраторного двигателя, достигнув максимума при оборотах n_N , снижается, что вызывается значительным уменьшением среднего эффективного давления p_e .

Снижение p_e связано с ухудшением наполнения цилиндров двигателя и возрастанием механических потерь при увеличении скорости вращения коленчатого вала.

Для того чтобы при отсутствии нагрузки или при незначительной внешней нагрузке обороты двигателя не превысили расчетных и не стали бы опасными по соображениям прочности двигателя, применяют ограничители оборотов, или регуляторы, уменьшающие в этих случаях подачу топлива (или горючей смеси) и вступающие в действие при оборотах $n_{рег}$ (см. рис. 1 и 2). При этом эффективная мощность двигателя резко снижается и при оборотах n_{max} становится равной нулю.

На рис. 1 пунктиром показано протекание внешних характеристик карбюраторного двигателя без ограничителя оборотов, когда при отсутствии внешней нагрузки двигатель «идет вразнос» и эффективная мощность при оборотах $n_{разн}$ становится равной нулю.

У дизелей (см. рис. 2) кривая $N_e = f(n)$ в диапазоне рабочих оборотов двигателя не достигает возможного максимума, а максимальное значение эффективной мощности $N_{e_{max}}$ определяется включением регулятора, т. е. для этих двигателей $n_N = n_{пер}$.

Касательная, проведенная из начала координат к кривой $N_e = f(n)$ (см. рис. 1 и 2), определит положение точки А, соответствующей режиму работы двигателя при максимальном крутящем моменте (обороты n_M).

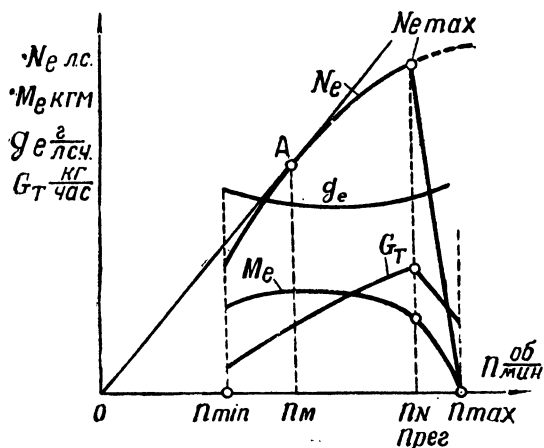


Рис. 2

Минимальные обороты двигателя, на которых он еще может устойчиво работать при полной подаче топлива или полном открытии дроссельной заслонки, обозначены через n_{min} .

Поскольку при исследовании динамики и тяговых качеств танка широко пользуются внешней характеристикой двигателя, остановимся на некоторых важных ее точках и введем их обозначения:

- $N_{e_{max}}$ — максимальное значение эффективной мощности;
- N_{e_M} — значение эффективной мощности двигателя при максимальном крутящем моменте;
- $M_{e_{max}}$ — максимальное значение крутящего момента двигателя;
- M_{e_N} — значение крутящего момента при максимальной эффективной мощности двигателя.

Очевидно, что значениям $N_{e_{max}}$ и $M_{e_{max}}$ соответствуют обороты двигателя n_N и n_M .

На рис. 1 и 2 приведены также зависимости удельных (g_e) и часовых (G_T) расходов топлива от оборотов двигателя, по которым оценивается экономичность его работы.

Важным параметром оценки тяговых качеств танкового двигателя, характеризующим устойчивость его работы на различных скоростных режимах при изменении внешней нагрузки, является коэффициент приспособляемости K . Этот коэффициент определяется отношением максимального крутящего момента двигателя к крутящему моменту при максимальной мощности в случае работы двигателя по внешней характеристике

$$K = \frac{M_{e_{\max}}}{M_{eN}}$$

На рис. 3 приведены внешние характеристики двух двигателей, у которых одинаковые крутящие моменты при максимальной эффективной мощности, но различные коэффициенты приспособляемости (т. е. различные зависимости изменения M_e и N_e от числа оборотов).

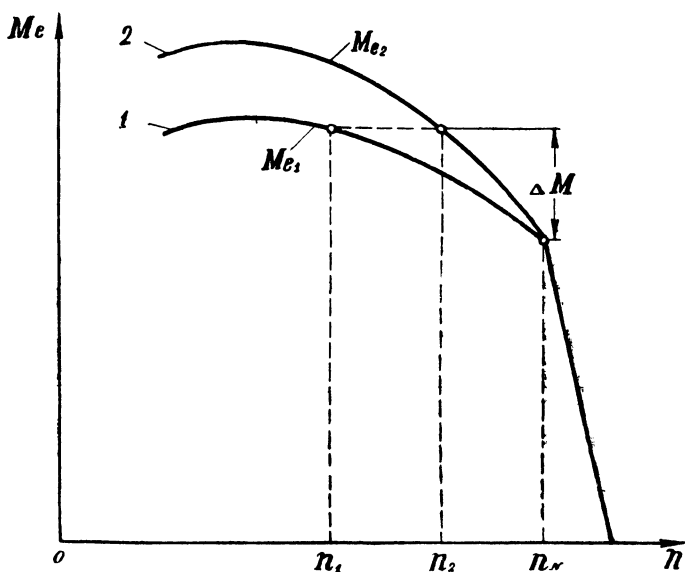


Рис. 3

Из рис. 3 видно, что при возрастании внешнего момента сопротивления на величину ΔM обороты двигателя с характеристикой 1 весьма сильно снизятся (до значения n_1), в то время как обороты другого двигателя с характеристикой 2 изменятся незначительно (до значения n_2). Очевидно, чем больше коэффициент

приспособляемости двигателя, тем при возрастании внешнего сопротивления меньше будут изменяться его обороты, а следовательно, и скорость движения танка.

Дизели по сравнению с карбюраторными двигателями имеют меньшие значения коэффициента приспособляемости.

Повышение коэффициента приспособляемости у дизелей осуществляется путем применения специальных корректоров, дополнительно увеличивающих подачу топлива в цилиндры двигателя за цикл в тех случаях, когда при работе по внешней характеристике число его оборотов падает.

Так, например, дизель В-2-34 без корректора имеет коэффициент приспособляемости $K = 1,1$, в то время как по существу у такого же двигателя В11-ИСЗ при установленном корректоре коэффициент $K = 1,24$.

Значения коэффициента приспособляемости поршневых двигателей в среднем колеблются в таких пределах:

- для дизелей без корректоров $K = 1,1 \div 1,15$;
- для дизелей с корректорами $K = 1,2 \div 1,25$;
- для карбюраторных двигателей $K = 1,15 \div 1,35$.

Итак, оценивая тяговые качества поршневых двигателей внутреннего сгорания, предназначенных для преодоления сопротивления, изменяющихся в большом диапазоне, можно сказать, что их приспособляемость, т. е. автоматическое изменение крутящего момента в зависимости от изменения внешней нагрузки при постоянной подаче топлива, невелика. Отсюда следует, что обеспечение высокого коэффициента использования мощности такого двигателя при его работе в широком диапазоне изменения внешних нагрузок, характерных для работы в танке, вызывает необходимость установки последовательно за двигателем специальной передачи (трансмиссии), позволяющей в значительных пределах изменять крутящий момент, передаваемый от двигателя к ведущим колесам.

Скоростные режимы, на которых могут работать поршневые двигатели под нагрузкой, изменяются в значительно большей степени. Так, отношение оборотов при максимальной мощности к оборотам максимального крутящего момента, в диапазоне изменения которых обычно протекает работа двигателей под нагрузкой, находится в пределах

$$\frac{n_N}{n_M} = 1,4 \div 2,5.$$

Диапазон полного изменения оборотов от n_N до n_{\min} при работе под нагрузкой находится в пределах

$$\frac{n_N}{n_{\min}} = 3 \div 6.$$

Если внешняя характеристика двигателя неизвестна, а она требуется для выполнения каких-либо тяговых расчетов, то ее опреде-

ляют при помощи различных эмпирических зависимостей, в которых эффективная мощность двигателя (N_e) при выбранном числе оборотов его коленчатого вала (n) выражается через известные значения $N_{e_{\max}}$ и n_N .

В качестве примера приведем формулу, предложенную С. Р. Лейдерманом [17] для карбюраторных двигателей

$$N_e = N_{e_{\max}} \left[\frac{n}{n_N} + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right] \text{ л. с.} \quad (2)$$

Задавая значениями n , по формуле (2) находят соответствующие им величины эффективной мощности N_e двигателя при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора. Полученные данные позволяют построить внешнюю характеристику двигателя.

Следует, однако, сказать, что приведенная выше эмпирическая формула (2), как и другие, подобные ей, получена в результате обработки внешних характеристик определенных конструкций двигателей и в ряде случаев не может обеспечивать высокую точность. Поэтому область применения данной формулы ограничивается расчетами при проектировании.

Удобный способ построения внешней характеристики двигателя предложен проф. И. М. Лениным [18], установившим понятие об единой относительной скоростной характеристике двигателя. Им было обнаружено, что внешние характеристики подобных по процессу работы двигателей, построенные в относительных координатах $\frac{N_e}{N_{e_{\max}}}$, $\frac{n}{n_N}$, весьма близко совпадают друг с другом.

Например, внешние характеристики всех карбюраторных двигателей с достаточной степенью точности могут быть объединены следующими цифровыми зависимостями:

$\frac{n}{n_N}$ в %	20	40	60	80	100	120
$\frac{N_e}{N_{e_{\max}}}$ в %	21	49	73	92	100	92

У дизелей относительная скоростная характеристика менее устойчива, т. е. отклонения от единой кривой могут быть более значительные, чем у карбюраторных двигателей. Это объясняется разнообразием способов смесеобразования, значений коэффициента избытка воздуха, изменения цикловой подачи топлива по оборотам и других факторов, влияющих на протекание скоростной характеристики.

Тем не менее и для четырехтактных дизелей можно относительную скоростную характеристику представить в форме таблицы, составленной для некоторых средних условий.

$\frac{n}{n_N}$ в %	20	40	60	80	100
$\frac{N_e}{N_{e\max}}$ в %	17	41	67	87	100

§ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Конструкторами неоднократно исследовался вопрос применения различных паросиловых установок как источников энергии не только в тракторах и автомобилях, но и в танках. Достаточно сказать, что перед последней войной в Англии насчитывалось несколько десятков тысяч автомобилей с паровыми машинами. Последние имели относительно высокие показатели за счет применения усовершенствованных змеевиковых котлов с высокой температурой пара.

Неоднократные попытки применения на танках паросиловых установок не увенчались успехом вследствие больших габаритов и веса, продолжительности запуска, необходимости сложной автоматики, длительного времени и большого пути разгона, значительно расхода воды и др. Однако, несмотря на отмеченные недостатки и неудачи, попытки к созданию паросиловых установок на танках предпринимаются на новом уровне развития техники по мере разрешения тех или иных трудностей, которые ранее считались непреодолимыми¹. Это объясняется благоприятным протеканием тяговой характеристики паровой машины для транспортных машин вообще и для танков в частности.

Мощность, развиваемая паровой машиной, работающей по характеристике при постоянной часовой производительности пара, почти не меняется с изменением числа оборотов. А так как в данном случае

$$N_e = \frac{M_e n}{716,2} \approx \text{const},$$

то

$$M_e = \frac{c}{n},$$

¹ Следует иметь в виду, что в случае применения атомного двигателя для транспортных целей последний по существу будет представлять собой лишь «котел», служащий источником получения пара или нагретого воздуха, который в дальнейшем для преобразования тепловой энергии в механическую требует наличия паровой машины или турбины.

откуда следует, что крутящий момент паровой машины при работе по данной характеристике изменяется в зависимости от оборотов по закону гиперболы (рис. 4). При изменении количества пара, поступающего из котла в цилиндры, изменяются и характеристики паровой машины. На рис. 4 эти характеристики показаны пунктиром.

Очевидно, что при такой характеристике с возрастанием внешнего сопротивления автоматически будет увеличиваться крутящий

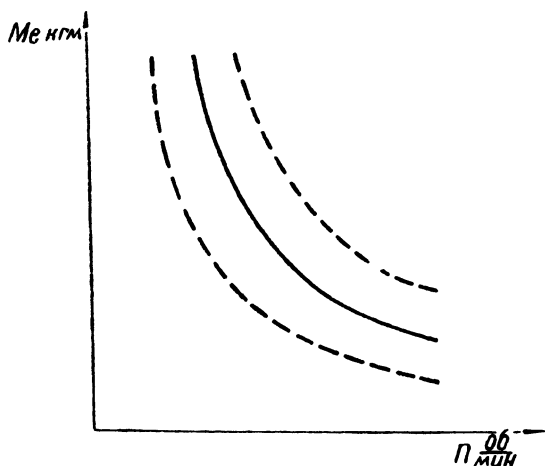


Рис. 4

момент, развиваемый паровой машиной, и одновременно уменьшатся обороты ее вала, причем диапазон изменения момента будет весьма большим. Если же диапазон изменения крутящего момента при данной подаче пара окажется недостаточным, то при помощи специальных регулирующих устройств можно обеспечить его изменение в необходимых пределах.

Таким образом, в случае установки в танке паровой машины или полностью отпадает необходимость в коробке передач, или она значительно упрощается за счет сокращения числа передач. Это является основным преимуществом паровой машины как источника энергии в танке перед поршневым двигателем внутреннего сгорания.

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ МОТОРГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Уже со времени первой мировой войны предпринимались многочисленные попытки использовать электрическую энергию для движения танков путем применения моторгенераторных установок, у которых первичным источником энергии является двигатель внут-

ренного сгорания, соединенный с генератором. При этом ток, вырабатываемый генератором, поступает к электродвигателям (одному или чаще двум, размещенным по бортам), которые преобразуют электрическую энергию в механическую, развивая на своих валах крутящие моменты, необходимые для движения машины.

Такая двойная и, казалось бы, сложная форма преобразования энергии заслуживает внимания. Интерес к рассматриваемой установке объясняется хорошей тяговой характеристикой электродвигателя, при которой с возрастанием внешней нагрузки при одновременном снижении оборотов электродвигателя можно автоматически изменять крутящий момент в достаточно больших пределах.

На рис. 5 показаны две принципиальные схемы применения электрических передач в танках. Одна из них (рис. 5, А) выполнена с одним электродвигателем 4, заменяющим коробку передач. Однако при этой схеме необходимо дополнительно устанавливать механизмы поворота 5 танка. Вторая схема (рис. 5, Б) — с двумя электродвигателями 4 — позволяет использовать их не только для осуществления прямолинейного движения, но и для обеспечения поворота танка с различными радиусами; при этом исключается необходимость в дополнительных механизмах поворота. В обоих случаях нужно иметь бортовые передачи 6 с большим передаточным отношением. Это необходимо для снижения оборотов электродвигателей (и соответственно увеличения моментов), которые по соображениям уменьшения габаритных размеров и веса приходится делать весьма высокооборотными.

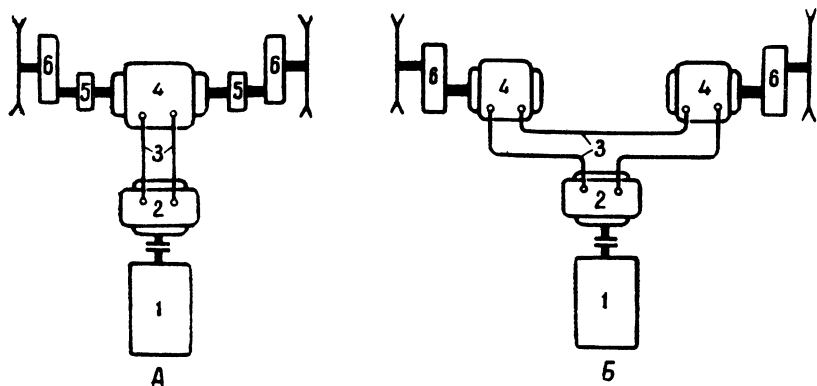


Рис. 5

На рис. 5 цифрой 1 обозначен первичный двигатель, цифрой 2 — генератор, а цифрой 3 — электропровода.

Следует отметить, что в осуществленных электрических передачах танков применялись электрические машины постоянного тока.

особенностью которых является наличие коллекторов, не позволяющих значительно увеличить скорости электродвигателей и за счет этого снизить их габариты и вес.

При применении в танках для тяговых целей электромашин к их характеристикам предъявляют определенные требования. В частности, несмотря на необходимость обеспечения большого диапазона изменения момента и оборотов электродвигателей, генератор, соединенный с первичным двигателем и питающий электродвигатели, должен реагировать на все изменения нагрузки последних и в то же время обеспечивать устойчивую работу первичного двигателя с изменением оборотов.

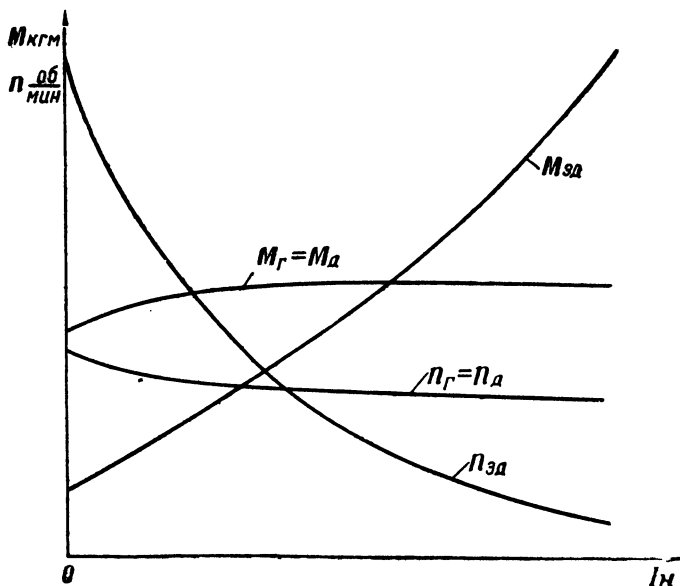


Рис. 6

Характеристики электромашин такой передачи приведены на рис. 6, где показано изменение моментов и оборотов первичного двигателя (M_d , n_d), генератора ($M_г$, $n_г$) и электродвигателя ($M_{эд}$, $n_{эд}$) электрической передачи в зависимости от тока нагрузки (I_n).

Для обеспечения устойчивой работы первичного двигателя по оборотам (т. е. его работы при постоянной мощности) в случае изменения внешнего сопротивления необходимо применять такое автоматическое регулирование, при котором напряжение генератора изменялось бы обратно пропорционально току нагрузки. Тогда мощность генератора (как и первичного двигателя) будет оставаться постоянной. Автоматическое регулирование генератора по-

стоянного тока в небольших пределах изменения оборотов двигателя при меняющейся внешней нагрузке не представляет особых трудностей.

Электродвигатели постоянного тока, подразделяющиеся в зависимости от схемы включения обмоток возбуждения по отношению к якорю на серийные, шунтовые и компаундные, имеют разные характеристики изменения моментов и оборотов от тока.

Это видно из рис. 7, на котором приведены характеристики серийного 1, компаундного 2 и шунтового 3 электродвигателей.

Рассмотрение характеристик этих двигателей позволяет сделать вывод о том, что в отношении тяговых качеств в танках наиболее

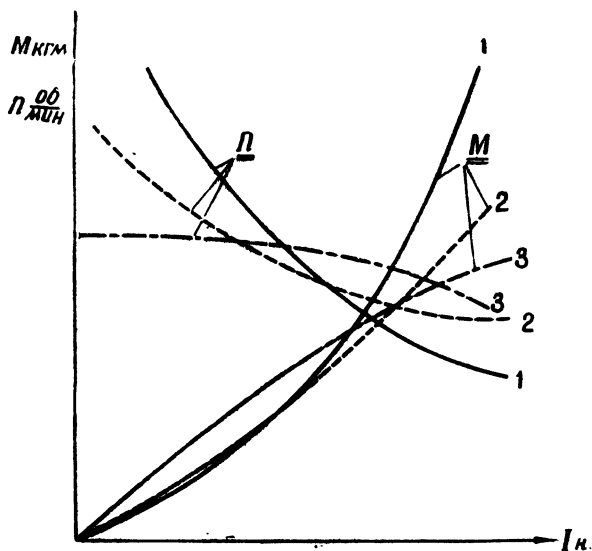


Рис. 7

целесообразно применять серийные двигатели, поскольку они обладают наибольшими диапазонами изменения крутящего момента и оборотов. При этом у данного типа электродвигателей с увеличением внешней нагрузки одновременно с возрастанием момента на валу якоря обороты уменьшаются таким образом, что мощность, в том числе и номинальная (паспортная), остается постоянной.

Данное обстоятельство имеет существенное значение, поскольку с одной стороны, повышение коэффициента использования мощности первичного двигателя в разнообразных условиях движения приводит к увеличению средней скорости танка, а с другой — большой диапазон изменения внешних сопротивлений не вызывает значительного изменения оборотов моторгенераторной установки, а это повышает срок службы и экономичность работы первичного двигателя.

Менее пригодным в отношении тяговых качеств оказывается шунтовой электродвигатель, обороты которого с увеличением передаваемого момента уменьшаются незначительно (см. рис. 7), и поэтому при большом диапазоне изменения сопротивлений он будет работать со значительным изменением мощности.

Наряду с преимуществами серийного электродвигателя следует отметить и его недостаток, заключающийся в трудностях осуществления рекуперативного торможения при переходе двигателя из моторного режима работы в генераторный в процессе поворота танка и при торможении гусениц электродвигателем.

В этих случаях более приемлемы компаундные и шунтовые двигатели.

Итак, основными преимуществами применения электрических силовых передач в танках по сравнению с обычными механическими являются: 1) автоматическое изменение тягового усилия и скорости в зависимости от сопротивлений движению, что приводит к более полному использованию мощности первичного двигателя и в конечном итоге к повышению средней скорости движения танка; 2) упрощение и облегчение управления движением машины; 3) повышение срока службы первичного двигателя в связи с постоянством режима его работы по оборотам; 4) осуществление плавного изменения радиуса поворота в больших пределах (при двух электродвигателях); 5) большая свобода при компоновке машины в отношении размещения агрегатов электрической передачи, соединенных между собой посредством электропроводов.

Несмотря на указанные преимущества, электрические передачи не получили до последнего времени распространения в танках в основном вследствие: 1) большого удельного объема и веса по сравнению с обычной механической передачей; 2) пониженного к. п. д. при движении танка с малыми скоростями; 3) большой сложности и высокой стоимости; 4) необходимости мощных и громоздких реостатов для обеспечения интенсивного торможения гусениц посредством электродвигателей.

Дальнейшее совершенствование электрических машин, в основном обеспечивающее снижение их габаритов и веса, а также устранение других перечисленных недостатков может привести в будущем к практическому применению электрических передач в танках.

§ 4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В проводимых изысканиях новых эффективных источников энергии для движения танков за последнее время внимание конструкторов привлекают газотурбинные двигатели (ГТД), нашедшие широкое распространение в авиации и получившие уже некоторое применение в практике автомобилестроения.

Анализ возможных схем ГТД показывает целесообразность использования в машинах наземного транспорта и, в частности в тан-

ках, двухвалных схем двигателей этого типа. Тяговая характеристика и принципиальная схема такого ГТД приведена на рис. 8.

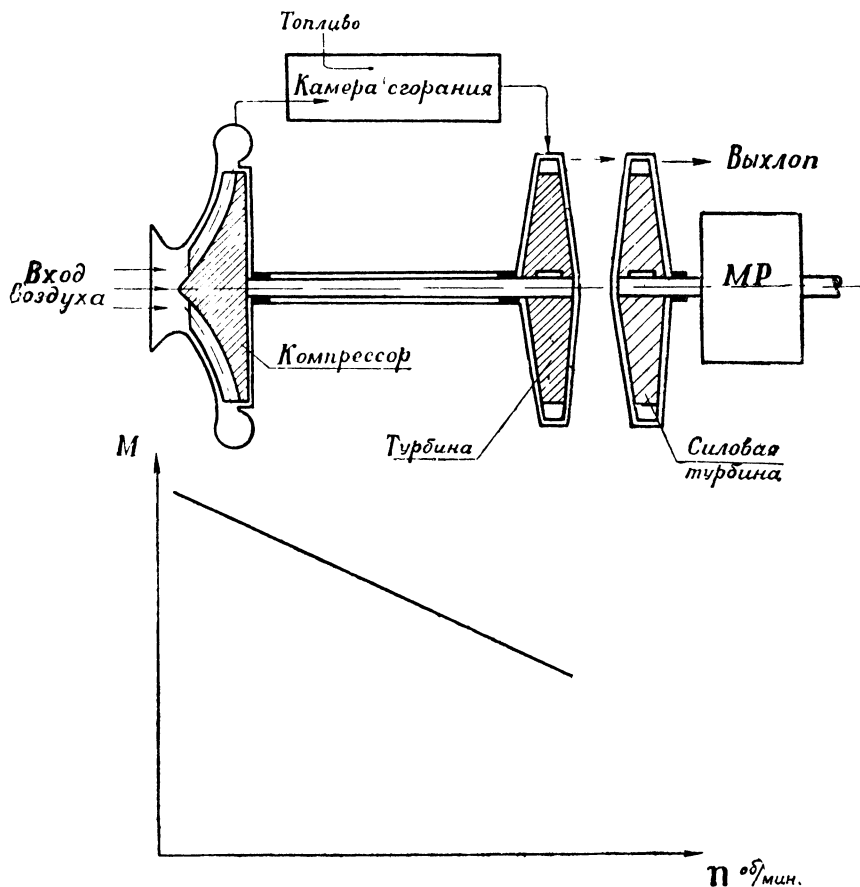


Рис. 8

В этой схеме компрессор и турбина компрессора не имеют жесткой связи с силовой турбиной или турбиной мощности, что позволяет получить максимальный крутящий момент при остановленном выводном вале двигателя. Компрессор со своей турбиной в этой схеме может работать вблизи точки расчетного максимального к. п. д., в то время как силовая турбина будет поддерживать момент и число оборотов в соответствии с условиями движения танка.

В схеме одновального ГТД (рис. 9) с уменьшением числа оборотов турбины крутящий момент быстро снижается и, следовательно, такой двигатель по протеканию тяговой характеристики неприемлем для танков. На рис. 8 и 9 МР — механический редуктор (КП).

Тяговые качества ГТД оцениваются по скоростной характеристике, которая представляет собой зависимость развиваемой двигателем мощности $N_{т.м}$ и крутящего момента $M_{т.м}$ на валу турбины мощности от оборотов $n_{т.м}$ этого вала при постоянном часовом расходе топлива или при постоянной максимальной температуре цикла t_z .

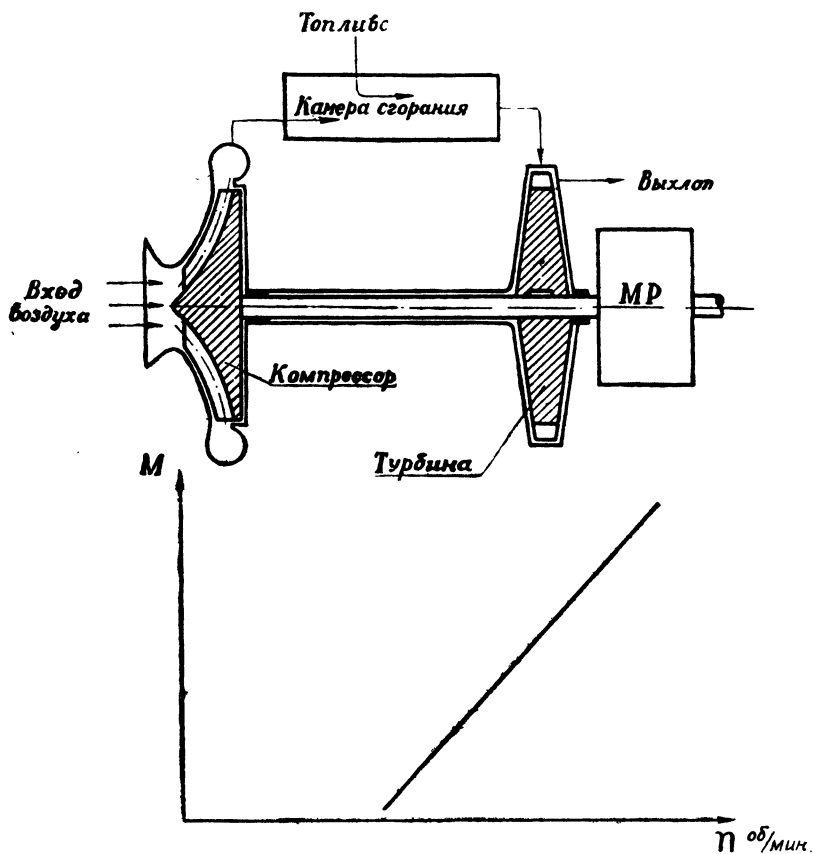


Рис. 9

На рис. 10 приведены скоростные характеристики автомобильного двухвального газотурбинного двигателя, полученные в результате испытаний при $n_{компр} = \text{const}$, из которых видно, что крутящий момент $M_{т.м}$ на валу заторможенной силовой турбины более чем в два раза больше момента на нем при максимальной мощности, причем уменьшение момента с увеличением оборотов происходит почти по линейному закону. Поскольку предельное (максимальное)

число оборотов силовой турбины может превышать число оборотов режима максимальной мощности на 25—30%, диапазон тяговых возможностей ГТД надо оценивать отношением крутящего момента при заторможенной турбине к моменту турбины при максимальных оборотах. Это отношение, или полный диапазон изменения момента на валу силовой турбины, по выполненным конструкциям ГТД равно $3 \div 3,5$.

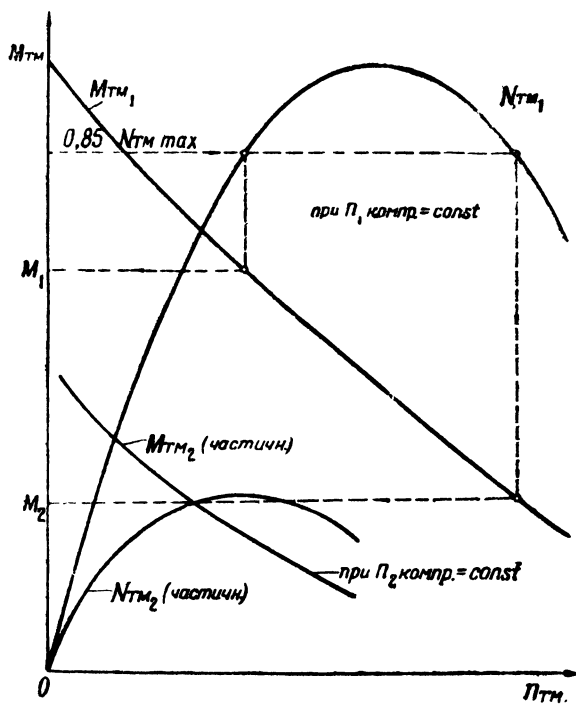


Рис. 10

На этом же рисунке приведена также частичная характеристика ГТД, снятая при меньшем числе оборотов турбины компрессора и, следовательно, при меньшей подаче топлива.

Диапазон изменения момента «рабочей» зоны ГТД следует определять по заданным значениям нижних пределов изменения мощности $N_{т. м.}$, развиваемой двигателем в условиях эксплуатации. При этом, очевидно, не обязательно принимать одинаковыми значения нижнего предела мощности для левой (см. рис. 10) и правой частей скоростной характеристики. Если допустимое снижение мощности в левой части характеристики может ограничиваться по соображениям ухудшения экономичности работы двигателя, то в правой части это ограничение может производиться как по соображениям

экономичности, так и по причине чрезмерного увеличения оборотов вала турбины, которые уже при максимальной мощности достигают весьма больших значений.

Для примера определим диапазон изменения момента «рабочей» зоны ГТД по его скоростной характеристике, приведенной на рис. 10, причем примем, что по условиям работы мощность двигателя не должна быть ниже $0,85 N_{т. м \max}$.

Проводим через точку $0,85 N_{т. м \max}$ на оси ординат горизонталь. до ее пересечений с кривой мощности и опускаем перпендикуляры из точек пересечений на кривую момента. Новые точки пересечений проектируем на ось ординат, после чего получаем значение так называемого силового рабочего диапазона ГТД, который в данном случае будет равен

$$K_{\text{раб}} = \frac{M_1}{M_2} \approx 2,3.$$

Значительная величина диапазона изменения момента ГТД характеризует высокие тяговые качества данного двигателя, позволяющие, при прочих равных условиях, по сравнению с поршневым двигателем внутреннего сгорания уменьшить число передач в трансмиссии, что имеет весьма существенное значение для танков. Это дает возможность уменьшить габариты и вес трансмиссии, сократить число переключений передач, т. е. упростить и облегчить управление движением машины. Газотурбинный двигатель компактнее поршневого и позволяет более оптимально использовать внутренний объем моторного отделения, так как отпадает необходимость в специальной системе охлаждения двигателя, занимающей в танке обычно много места. Требования по очистке воздуха в ГТД значительно ниже, предъявляемых к поршневым двигателям. Кроме того, у ГТД нет деталей, совершающих прямолинейные возвратно-поступательные движения, а это позволяет увеличить надежность работы двигателя, так как отсутствуют инерционные силы, неизбежные при изменении направления движения. Таким образом, ГТД обладают лучшей уравновешенностью по сравнению с поршневыми двигателями. Они могут работать на различных топливах и обладают хорошими пусковыми качествами.

Наличие лишь газодинамической связи между турбиной компрессора и силовой турбиной, кинематически связанной с ведущими колесами, исключает остановку двигателя вследствие увеличения сопротивления движению. Следует также отметить, что такая связь хорошо предохраняет трансмиссию от ударных динамических нагрузок. Основными недостатками известных конструкций газотурбинных двигателей применительно к условиям их работы в танке являются: большие удельные расходы топлива; сложность осуществления торможения машины двигателем; пониженная приємистость танка, особенно при трогании с места.

Быстрое развитие газотурбинных двигателей, наблюдаемое за последнее время, обуславливает реальные возможности значитель-

ного улучшения их экономичности, главным образом за счет применения высокоэффективных теплообменников и повышения температуры цикла t_2 .

* *

*

В настоящее время на танках, состоящих на вооружении во всех странах мира, устанавливаются только поршневые двигатели внутреннего сгорания. Поэтому в дальнейшем тяговые расчеты, выполняемые с учетом характеристик двигателя, будут излагаться применительно к этому типу двигателей, хотя методика самих расчетов носит общий характер и может быть использована при тяговых расчетах с другими типами первичных двигателей.

Глава 2

ВНУТРЕННИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ТАНКА И ЕГО К. П. Д.

Эффективная мощность, развиваемая двигателем при движении танка, расходуется на преодоление внутренних и внешних сопротивлений. Расход мощности двигателя на преодоление внутренних сопротивлений в агрегатах и механизмах танка складывается из затрат мощности в моторной установке и затрат мощности на преодоление сопротивлений в механизмах и агрегатах трансмиссии и ходовой части.

Внутренние сопротивления зависят от многих факторов и количественно, как правило, оцениваются механическим коэффициентом полезного действия.

Рассмотрим внутренние сопротивления движению танка в той последовательности, в которой осуществляется передача мощности, т. е. от двигателя к гусеничному движителю.

§ 1. ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ В МОТОРНОЙ УСТАНОВКЕ

Получаемые в результате испытаний характеристики двигателей внутреннего сгорания снимаются на стендах в несколько иных условиях работы по сравнению с теми, в которых двигатели работают в танках. Если при стендовых испытаниях характеристики двигателей снимают без воздухоочистителей, глушителей и вентиляторов системы охлаждения, то условия работы двигателей в танках требуют наличия глушителей шума отработавших газов, воздухоочистителей с высоким коэффициентом очистки воздуха и мощных вентиляторов, обеспечивающих надежное охлаждение двигателя и агрегатов трансмиссии танка при работе на различных режимах в разнообразных внешних условиях изменения температуры и давления.

Двигатели воздушного охлаждения хотя и испытываются на стендах с установленными вентиляторами, однако затрата мощности на их привод в этом случае будет иной, нежели в танке, по-

сколько воздухопритоки и воздухоотводы в целях уменьшения опасности поражения агрегатов и механизмов, расположенных внутри корпуса, имеют минимальные по расчету проходные сечения, оказывающие существенное сопротивление прохождению воздуха через них. Кроме того, вентиляторы на машине должны также обеспечивать охлаждение воздухом агрегатов трансмиссии танка.

Таким образом, мощность, поступающая от двигателя в трансмиссию, при одинаковых числах оборотов и подаче топлива значительно отличается от той эффективной мощности по внешней характеристике, которая получается при испытаниях двигателей на стендах и указывается в заводских паспортных данных. Поэтому в тяговых расчетах необходимо учитывать указанные затраты мощности в моторной установке танка.

1. Затраты мощности на привод вентиляторов системы охлаждения

Применяемые в моторных установках танков приводные вентиляторы центробежного и осевого типа имеют жесткую кинематическую связь с коленчатым валом двигателя, а регулирование их производительности осуществляется дросселированием воздуха при помощи жалюзи, которые устанавливаются как в воздухопритоках, так и в воздухоотводах.

Такой способ регулирования производительности вентиляторов неэкономичен в энергетическом отношении.

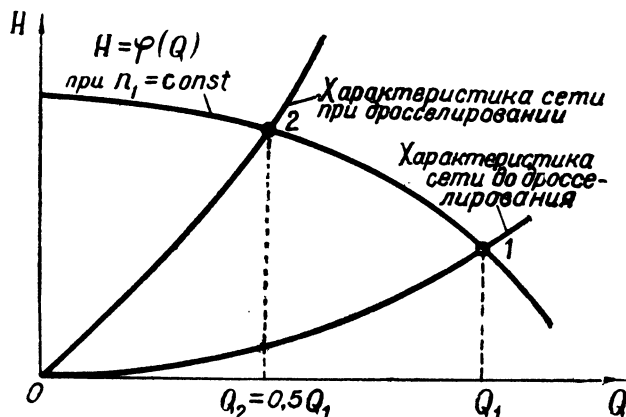


Рис. 11

Рассмотрим такой случай, когда характеристика вентилятора при оборотах $n_1 = \text{const}$ и характеристика сети до дросселирования (рис. 11), построенные в координатах $Q - H$ (где H — напор в мм вод. ст., а Q — производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{сек}$), будут пересекаться в точке 1. Эта точка определит в данном случае расход воздуха Q_1 через систему охлаждения.

Однако часто может оказаться, что при работе двигателя с такими же оборотами, но при меньшей внешней нагрузке либо при более низкой температуре окружающего воздуха, или, наконец, при наличии обоих условий одновременно, потребуется в два раза меньший расход воздуха. При рассматриваемом способе регулирования производительности вентилятора уменьшение расхода воздуха достигается путем введения дополнительного сопротивления жалюзи. В этом случае будем иметь как бы новую характеристику сети, включающую сопротивление жалюзи, а точка 2 — пересечение новой характеристики сети с характеристикой вентилятора — определит расход воздуха $Q_2 = 0,5 Q_1$. Несмотря на то, что требуемый расход воздуха уменьшится в два раза, мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, как показывают теоретические исследования и результаты испытаний, при этом снизится незначительно.

Последнее положение наглядно подтверждается приведенными на рис. 12 результатами испытаний по определению мощности, затрачиваемой на привод установленного в танке центробежного вентилятора в зависимости от его оборотов. Эти результаты получены для предельных случаев — при полностью открытых воздухопритоках и воздухоотводах (кривая 1), т. е. при максимальной производительности вентилятора, и при полном их перекрытии (кривая 2).

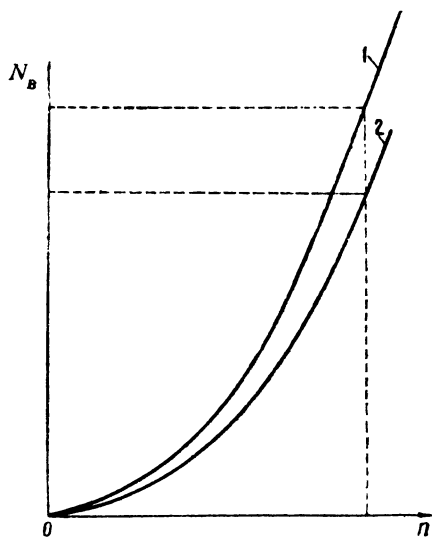


Рис. 12

Очевидно, что во всех остальных случаях регулирования производительности вентилятора посредством дросселирования воздуха при помощи жалюзи значения мощности, затрачиваемой на привод вентилятора, будут находиться между кривыми 1 и 2.

Совершенно иные соотношения между затратами мощности на привод вентилятора и расходом воздуха, проходящего через систему охлаждения, можно получить при регулировании производительности системы путем изменения оборотов вентилятора независимо от оборотов двигателя.

На рис. 13 приведены характеристики вентилятора, построенные при постоянных оборотах n_1 и n_2 , а также характеристика сети, причем, как и в первом случае, $Q_2 = 0,5 Q_1$.

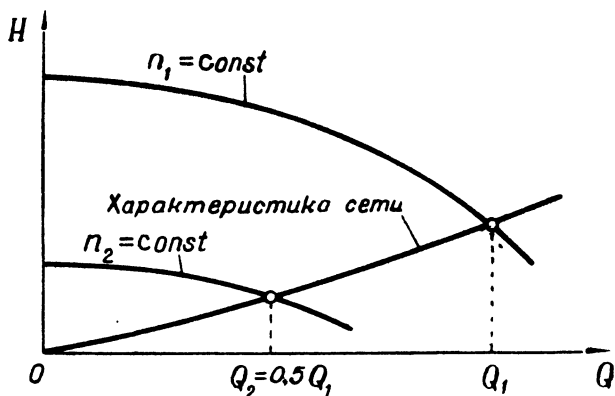


Рис. 13

Из теории центробежных вентиляторов известно, что их производительность пропорциональна оборотам, т. е. для рассматриваемого случая (при $Q_2 = 0,5 Q_1$) $n_2 = 0,5 n_1$.

В то же время мощность, затрачиваемая на вращение вентилятора, в зависимости от оборотов изменяется по такому соотношению:

$$\frac{N_{в1}}{N_{в2}} \approx \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3.$$

Таким образом, при уменьшении потребного для системы охлаждения расхода воздуха в 2 раза затраты мощности на привод вентилятора в этом случае снизятся почти в 8 раз. Следовательно, регулирование производительности вентилятора путем изменения его оборотов независимо от оборотов двигателя является более совершенным в энергетическом отношении.

Но несмотря на повышенный расход мощности при дроссельном способе регулирования производительности вентилятора системы охлаждения, этот способ ввиду простоты осуществления находит широкое применение в танках.

Чем больше общее сопротивление воздушного тракта (включая в него и сопротивление радиатора), тем большую мощность, при прочих равных условиях, нужно затратить на привод вентилятора

с целью обеспечения необходимого расхода воздуха в системе охлаждения.

Осевые вентиляторы требуют меньшего расхода мощности на их привод, нежели центробежные, но они могут обеспечивать требуемую производительность при меньших сопротивлениях воздушного тракта.

В тяговых расчетах затраты мощности на привод вентиляторов систем охлаждения двигателей учитывают исходя из их значений при оборотах двигателя n_N и оценивают в долях или процентах от $N_{e \max}$.

Для большого числа выполненных конструкций танков с двигателями водяного охлаждения затраты мощности на привод вентиляторов при оборотах двигателя n_N находятся в пределах

$$N_{вN} = (0,06 \div 0,15) N_{e \max}.$$

Мощность на привод вентиляторов при других оборотах двигателя рассчитывают по формуле

$$N_{в} = N_{вN} \left(\frac{n}{n_N} \right)^3. \quad (3)$$

Зная $N_{вN}$ и n_N и задаваясь различными значениями чисел оборотов n двигателя, можно определить зависимость $N_{в} = f(n)$, которая протекает по закону кубической параболы. Напомним, что при тяговых расчетах эту зависимость строят при полностью открытыми жалюзи, т. е. для максимально возможных затрат мощности на привод вентилятора.

2. Затраты мощности на сопротивление в воздухоочистителях

Работа танковых двигателей протекает в условиях большой запыленности наружного воздуха, вызывающей необходимость установки воздухоочистителей, обеспечивающих высокий коэффициент очистки воздуха, поступающего для питания двигателей.

При отсутствии воздухоочистителей в двигатели поступало бы недопустимое, с точки зрения износов ответственных деталей, количество пыли. В настоящее время считается, что коэффициент очистки воздуха, даже при относительно малой его запыленности, должен быть не ниже $99,0 \div 99,5\%$.

Установка воздухоочистителей с высоким коэффициентом очистки приводит к значительным сопротивлениям на всасывании и, как следствие, к ухудшению наполнения цилиндров воздухом.

Это в свою очередь ухудшает процесс сгорания топлива и вызывает снижение эффективной мощности, наиболее сильно проявляющееся у карбюраторных двигателей, нежели у дизелей.

По мере загрязнения воздухоочистителя в процессе эксплуатации коэффициент наполнения цилиндров и коэффициент очистки воздуха уменьшаются, сопротивление на всасывании возрастает, а потери мощности двигателя увеличиваются.

Последнее иллюстрируется приведенным на рис. 14 графиком, показывающим зависимость потерь мощности двигателя типа В-2 от разрежения на трассе всасывания. Данные этого графика получены экспериментальным путем при работе по внешней характеристике с $n = 2000$ об/мин.

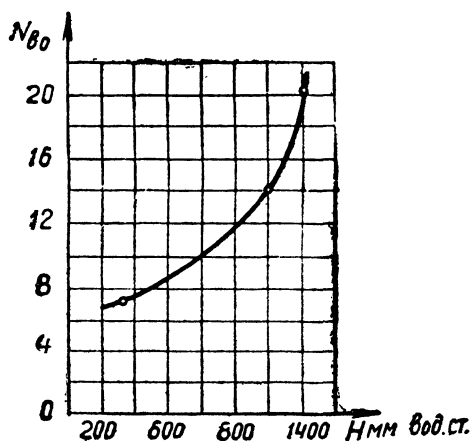


Рис. 14

В целях сокращения непроизводительных затрат мощности и обеспечения нормальной работы двигателя сопротивления воздухоочистителей следует ограничивать величиной разрежения на трассе всасывания:

- для дизелей — 1000 ÷ 1200 мм вод. ст.;
- для карбюраторных двигателей — до 300 мм вод. ст.

Опыт эксплуатации и проведенные исследования показывают, что при таких значениях сопротивлений на всасывании существенного снижения мощности двигателей не наблюдается.

Как уже отмечалось выше, сопротивление воздухоочистителей увеличивается одновременно с их загрязнением, что в свою очередь обуславливается запыленностью наружного воздуха и продолжительностью работы двигателя после очистки воздухоочистителей. Поэтому потери мощности, вызванные установкой воздухоочистителей, целесообразно оценивать исходя из средних значений сопротивления воздухоочистителей между периодами их обслуживания.

В тяговых расчетах эти потери, если не известны действительные значения потерь мощности в воздухоочистителях, можно принимать для режима максимальной мощности двигателя равными

$$N_{\text{во}N} = (0,02 \div 0,04) N_{e \text{ макс.}}$$

В зависимости от оборотов двигателя затраты мощности на сопротивление в воздухоочистителе изменяются по квадратичному закону.

3. Затраты мощности в глушителе

Потери мощности двигателя в танке на противодействие выхлопу обработавших газов вследствие наличия глушителей шума и относительно длинных выпускных трубопроводов больше тех, которые наблюдаются при стендовых испытаниях двигателей на заводах-изготовителях. Дополнительные потери мощности, обусловленные увеличением противодействия выхлопу в моторной установке, зависят от конструкции выхлопных устройств, скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Для четырехтактных двигателей они, с достаточной для данного случая точностью, могут быть определены по такой зависимости:

$$N_{\text{вых}} = \frac{p'_{\text{вых}} V_i n}{900} \text{ л. с.}, \quad (4)$$

где $p'_{\text{вых}}$ — увеличение противодействия выхлопу при работе двигателя в танке в кг/см^2 ;

V_i — рабочий объем цилиндров (литраж) двигателя в л;

n — число оборотов коленчатого вала на данном скоростном режиме, *об/мин.*

Для двухтактных двигателей в знаменателе формулы (4) будет 450.

Значения $p'_{\text{вых}}$ определяются экспериментальным путем.

В современных конструкциях поршневых двигателей дополнительные потери мощности в моторной установке на противодействие выхлопу при работе двигателя на режиме максимальной мощности составляют

$$N_{\text{вых}N} = (0,02 \div 0,03) N_{e \text{ макс.}}$$

В зависимости от числа оборотов двигателя эти затраты мощности изменяются по квадратичному закону.

4. Общие потери мощности в моторной установке и свободная мощность двигателя

Приведенные в данном параграфе сведения показывают, что затраты мощности в моторной установке танка на вентиляторы систе-

мы охлаждения, воздухоочистители и противодавление выхлопу достигают весьма больших значений, которые необходимо учитывать при всех дальнейших расчетах.

Подсчет всех затрат мощности в зависимости от оборотов двигателя, с целью сокращения вычислений, целесообразно осуществлять таким образом.

Надо суммировать все потери мощности в моторной установке на режиме максимальной мощности двигателя, т. е.

$$N_{м. у_N} = N_{в_N} + N_{во_N} + N_{вых_N},$$

где $N_{м. у_N}$ — общие потери мощности в моторной установке при максимальной мощности двигателя.

Потери мощности в моторной установке по оборотам двигателя, поскольку основное значение имеют затраты на привод вентиляторов, можно рассчитывать по формуле

$$N_{м. у} = N_{м. у_N} \left(\frac{n}{n_N} \right)^3, \quad (5)$$

где n — текущие обороты двигателя.

На основании всего изложенного общие потери мощности в моторной установке танков с поршневыми двигателями для режима максимальной мощности находятся в таких пределах:

$$N_{м. у_N} = (0,10 \div 0,20) N_{е_{\max}}.$$

Мощность, передаваемая от двигателя в трансмиссию танка при работе двигателя с полной подачей топлива и равная

$$N_d = N_e - N_{м. у},$$

называется свободной мощностью двигателя.

Зная внешнюю характеристику двигателя и подсчитав для различных оборотов потери мощности в моторной установке, определяют для этих оборотов свободную мощность двигателя, графическая зависимость которой приведена на рис. 15.

Если все рассмотренные потери мощности оценить условным коэффициентом полезного действия моторной установки $\eta_{м. у}$, то значение свободной мощности при оборотах, соответствующих максимальной эффективной мощности двигателя, можно определить таким образом:

$$N_{д_N} = N_{е_{\max}} \eta_{м. у_N}.$$

Для большого числа выполненных конструкций танков к. п. д. моторной установки при максимальной мощности двигателя находится в пределах

$$\eta_{м. у_N} = 0,80 \div 0,90.$$

В последние годы в танках стали находить применение системы охлаждения эжекционного типа. Они имеют ряд преимуществ перед обычными системами охлаждения с приводными вентиляторами, в частности, по занимаемым объемам и по расходу мощности.

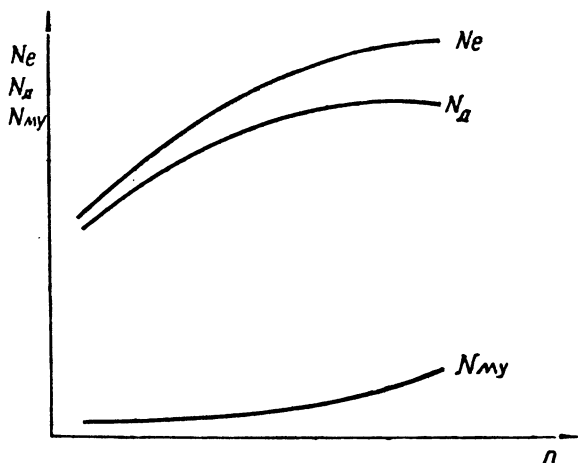


Рис. 15

Суммарный расход мощности в моторной установке танка (с учетом всех видов потерь) при наличии эжекционной системы охлаждения составляет на режиме максимальной мощности не более 10% от $N_{e\max}$, т. е.

$$N_{м.у} \leq 0,10 N_{e\max}.$$

Изменение этих затрат мощности в зависимости от оборотов двигателя в диапазоне эксплуатационных режимов его работы можно принимать происходящим по квадратичной зависимости

$$N_{м.у} = N_{м.уN} \left(\frac{n}{n_N} \right)^2.$$

§ 2. ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ В ТРАНСМИССИИ И К. П. Д. ТРАНСМИССИИ

Передача мощности от двигателя к ведущим колесам в современных танках осуществляется путем широкого использования цилиндрических и конических зубчатых колес. Даже в тех случаях, когда в трансмиссиях танков применяются гидродинамические и электрические передачи, нельзя обойтись без зубчатых передач (бортовые редукторы, механизмы поворота, дополнительные ступени, обеспечение реверсирования и т. п.), которые в этом случае составляют механический элемент трансмиссии.

Мощность в механических элементах трансмиссии танков расходуется на преодоление:

— сил трения в полюсах зацепления зубчатых колес, участвующих в передаче крутящего момента от двигателя к ведущим колесам танка;

— сил трения в подшипниках валов и зубчатых колес;

— сил трения в муфтах полужесткого соединения и карданных передачах;

— сопротивлений от взбалтывания масла, предназначенного для смазки зубьев зубчатых колес и подшипников, и отвода от них тепла;

— сил трения в уплотнениях вращающихся деталей.

Все перечисленные потери мощности в агрегатах трансмиссии можно разбить на две группы: пропорциональные передаваемой мощности и не зависящие от нее.

К первой группе относятся потери в зацеплении (основные в зубчатых передачах), в опорах, соединительных муфтах и карданных передачах.

Вторую группу составляют гидравлические сопротивления при взбалтывании масла (основные), сопротивления в уплотнениях и некоторые другие, имеющиеся при прокручивании трансмиссии без нагрузки.

Эту группу потерь мощности называют потерями холостого хода.

Потери в полюсах зацепления зубчатых колес зависят от их типа, обработки зубьев, точности изготовления и монтажа, жесткости конструкции и ряда других факторов. С достаточной точностью они могут быть подсчитаны как по выведенным теоретическим зависимостям, так и с помощью полученных экспериментальным путем значений к. п. д. зацепления зубчатых передач.

Величина сопротивлений холостого хода танковых трансмиссий в основном определяется: способом смазки деталей (разбрызгиванием или принудительным), размерами, количеством и скоростями вращения деталей, погруженных при работе в масло, глубиной их погружения и вязкостью масла, сопротивлением в уплотнениях.

В связи с затруднениями, возникающими при количественной оценке потерь холостого хода, обычно затраты мощности в простых механических трансмиссиях, а также в аналогичных механических элементах гидромеханических и электромеханических трансмиссий подсчитывают по значениям к. п. д. пар зубчатых колес, последовательно участвующих в передаче мощности по кинематической цепи трансмиссии. При этом все остальные потери в трансмиссии (в опорах, на взбалтывание масла, в уплотнениях и др.) условно относят к потерям в зацеплении, несколько увеличивая значения последних.

Такой способ учета затрат мощности в трансмиссии значительно облегчает выполнение тяговых и прочностных расчетов, а поскольку суммарные потери мощности в танковых трансмиссиях, как правило, относительно невелики, то, не допуская существенной ошибки, его с успехом можно применять в расчетной практике.

На основании изложенного коэффициент полезного действия простой механической трансмиссии $\eta_{тр}$ подсчитывают по формуле

$$\eta_{тр} = \eta_k^{m_1} \eta_{ц}^{m_2},$$

где η_k — к. п. д. конической пары;

m_1 — число пар конических зубчатых колес, находящихся в зацеплении при последовательной передаче крутящего момента;

$\eta_{ц}$ — к. п. д. цилиндрической пары;

m_2 — число пар цилиндрических зубчатых колес, находящихся в зацеплении при последовательной передаче крутящего момента.

В тех случаях, когда зубчатые колеса выполняются по принятой в общем машиностроении геометрии и по достаточно высокому классу точности, применяемому в танкостроении, по результатам испытаний при определении к. п. д. трансмиссии можно принимать:

— к. п. д. цилиндрической пары внешнего зацепления $\eta_{ц} = 0,97 \div 0,98$, а для внутреннего зацепления $\eta_{ц} = 0,99$;

— к. п. д. конической пары $\eta_k = 0,96 \div 0,97$.

Если механическая трансмиссия планетарного типа или передача мощности в некоторых ее звеньях осуществляется посредством применения отдельных планетарных рядов, то коэффициент полезного действия этих рядов определяется в соответствии с мощностью, передаваемой лишь в относительном движении зубчатых колес. При этом считают, что затраты мощности в переносном движении отсутствуют.

Последнее свойство планетарных передач обуславливает более высокий коэффициент полезного действия их по сравнению с простыми механическими передачами с внешним зацеплением.

Метод определения к. п. д. планетарных передач излагается в специальных курсах и здесь не рассматривается.

Зная к. п. д. трансмиссии $\eta_{тр}$, легко определить потери мощности в ней при движении танка

$$N_{тр} = (1 - \eta_{тр}) N_d,$$

где N_d — свободная мощность двигателя, т. е. мощность, поступающая к трансмиссии от двигателя.

Затраты мощности в гидравлических элементах гидромеханической трансмиссии: гидромуфте, гидротрансформаторе и комплексной гидропередаче, а также к. п. д. таких гидродинамических передач освещены далее, в главе 7.

§ 3. ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ В ГУСЕНИЧНОМ ДВИЖИТЕЛЕ И ЕГО К. П. Д.

При движении машины мощность в элементах гусеничного движителя затрачивается на трение в шарнирах гусеничных цепей, качение опорных катков по гусеницам, на трение в подшипниках кат-

ков и колес, трение в зацеплении ведущих колес с гусеницами, удары траков о ведущие и направляющие колеса и катки.

Основными потерями на трение в гусеничном двигателе являются потери в шарнирах траков. Работа сил трения в шарнирах зависит от натяжений, растягивающих цепь, которые на разных участках гусеничного обвода неодинаковы и определяются предварительным натяжением цепи, натяжением цепи от действия центробежных сил и рабочим натяжением при передаче тягового усилия.

1. Предварительное натяжение гусеничной цепи

Предварительным натяжением T_n гусеничной цепи называется такое ее натяжение, которым цепь растягивается под действием собственного веса при неподвижном танке.

В практике предварительное натяжение характеризуется величиной стрелы провисания гусеничной цепи на каком-либо участке гусеничного обвода и осуществляется при помощи специального механизма натяжения, исходя из условий:

- неспадания гусениц при движении танка на косогоре, поворотах и при преодолении препятствий;

- обеспечения возможно меньшего суммарного сопротивления движению танка (здесь имеются в виду сопротивления в ходовой части и грунта, зависящие от натяжения гусеничных цепей);

- обеспечения нормального зацепления гусениц с ведущими колесами.

Чем меньше предварительное натяжение цепи, тем более вероятно ее спадание или заклинивание, но с увеличением этого натяжения растут потери на трение в элементах гусеничного двигателя при перематывании цепи, вызывающие увеличение износов деталей ходовой части и дополнительный расход топлива двигателем. Оптимальное значение предварительного натяжения гусениц находят на основании опыта эксплуатации и проведения специальных испытаний. Опыт эксплуатации и испытания показали, что для одной и той же машины оптимальное значение предварительного натяжения может значительно изменяться в зависимости от состояния и свойств грунта.

Так, наименьшее значение предварительного натяжения гусениц (но не ниже опасного по условиям спадания и заклинивания) следует иметь при эксплуатации танков в условиях грязных грунтовых дорог и глубокого влажного снега.

Это объясняется тем, что самоочистка ходовой части в данном случае ухудшается, а влажный снег и грязь, попадающие на беговую дорожку траков, как и снег, налипающий на ведущие и направляющие колеса, распирают гусеницы и значительно увеличивают предварительное натяжение, которое было установлено первоначально при наличии «чистой» ходовой части. Натяжения гусеницы увеличиваются еще и потому, что часть первоначального провиса верхнего участка обвода выбирается на его нижней ветви, так

как опорная поверхность дороги в этом случае не является горизонтальной, а напоминает волнообразный профиль.

Несколько большее предварительное натяжение надо иметь при эксплуатации машин по дорогам с твердым покрытием и сухим грунтовым дорогам, так как первоначальное натяжение в этих условиях движения изменяется незначительно, а износ шарниров траков приводит к его уменьшению.

Наконец, наибольшие значения предварительного натяжения следует иметь при движении танков по болотам и глубокому сыпучему снегу. В этом случае потери на трение в ходовой части хотя и возрастают вследствие увеличения натяжения цепей, но суммарное сопротивление движению машины (с учетом сопротивления грунта) в целом будет меньше, так как сильно натянутые нижние ветви гусениц способствуют снижению сопротивлений качению опорных катков. При этом также повышается проходимость танков по болотам.

Для иллюстрации сказанного на рис. 16 показаны кривые изменения силы R сопротивления движению легкого танка (выраженной

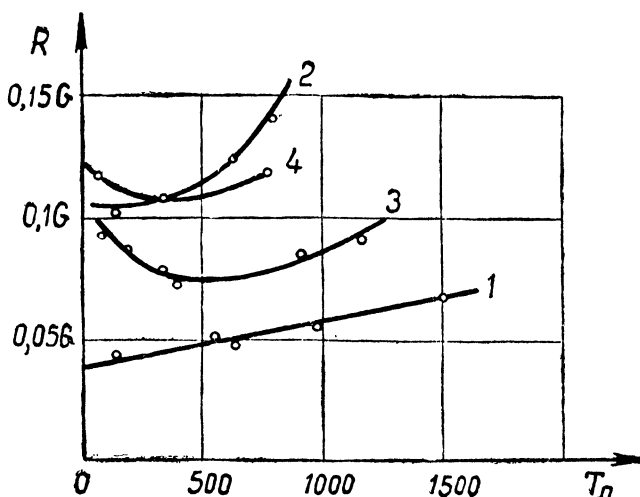


Рис. 16

в долях веса G танка) в зависимости от предварительного натяжения гусеничных цепей. Эти кривые получены в результате буксировки танка с малой скоростью при нейтрали в коробке передач на горизонтальных участках дорог разного качества. Приведенные кривые получены: 1 — для бетонированной дороги; 2 — грязной грунтовой дороги; 3 — заснеженной грунтовой дороги при влажном снеге; 4 — снежной целины глубиной 30—40 см.

Очевидно, что сила R сопротивления движению танка в рассматриваемых условиях (буксировка на горизонтальном участке) складывается из сопротивлений в ходовой части машины и грунта. С увеличением предварительного натяжения T_n гусеничных цепей при буксировке на бетонированной дороге сопротивление движению возрастает примерно по линейному закону за счет увеличения потерь лишь в ходовой части танка.

При буксировке по слабоукатанной заснеженной дороге с влажным снегом (кривая 3) и по снежной целине глубиной 30—40 см (кривая 4) сопротивление движению в каждом случае имеет свое минимальное значение при относительно небольшой оптимальной величине T_n , отклонения от которой в сторону как уменьшения, так и увеличения приводят к возрастанию суммарной силы R сопротивления движению танка.

В связи с тем, что при больших предварительных натяжениях гусеничных цепей потери в ходовой части сильно возрастают (см. кривую 1), выбор надлежащего натяжения T_n приобретает важное самостоятельное значение для тех плавающих гусеничных машин, у которых при движении на плаву осуществляется перематывание гусеничных цепей, и особенно в тех случаях, когда ожидаются длительные проплывы. На плаву, под действием раскручивающихся торсионов или других упругих элементов подвески, происходит значительное увеличение (в $2 \div 10$ раз) того натяжения T_n , которое было установлено на суше. Это может вызвать существенное (до 10—15%) возрастание расхода топлива на преодоление сил трения в ходовой части, а также значительные износы элементов гусеничного движителя. Поэтому в предвидении длительных проплывов следует уменьшать предварительное натяжение гусеничных цепей до его допустимого нижнего предела.

Переходя к способам определения величины предварительного натяжения, которым натянута гусеничная цепь, заметим, что при неподвижном танке всегда имеется возможность замерить стрелу провиса f цепи на каком-либо участке гусеничного обвода. Поэтому для определения предварительного натяжения воспользуемся этим параметром, причем для упрощения выкладок отождествим цепь с гибкой лентой или нитью. Из курсов по теоретической механике известно, что однородная гибкая лента (нить), закрепленная в двух точках, располагается под действием своего веса по цепной линии, уравнение которой имеет вид

$$y = \frac{a}{2} \left(e^{\frac{x}{a}} + e^{-\frac{x}{a}} \right),$$

где a — параметр цепной линии — расстояние от начала координат, относительно которого написано уравнение цепной линии, до той точки кривой, в которой касательная к ней параллельна оси x (рис. 17).

Начало координат определяется длиной условного отрезка ленты, который своим весом может создать в ней натяжение, равное натяжению ленты на участке, провисающем по цепной линии (показано на рисунке пунктиром).

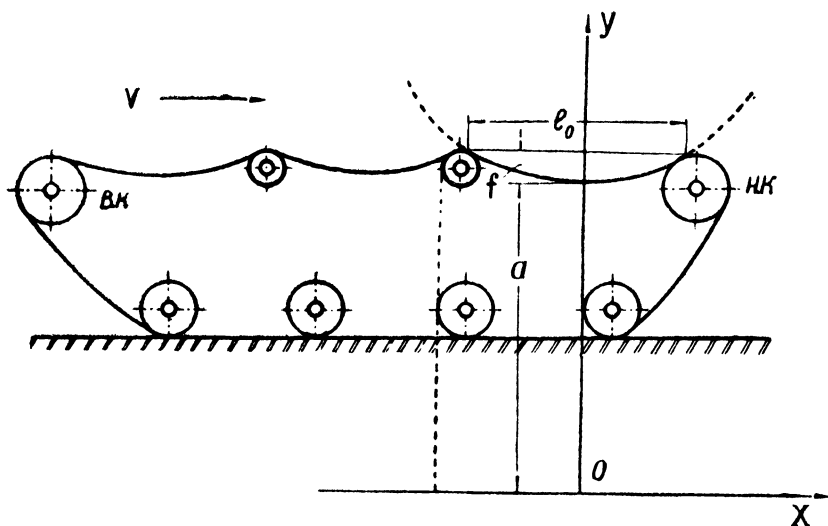


Рис. 17

Из механики также известно, что натяжение в каждом сечении ленты, провисающей по цепной линии, определяется выражением

$$T = \gamma y, \quad (6)$$

где γ — вес единицы длины ленты.

Таким образом, натяжение ленты в нижней точке провисающего участка кривой (рис. 18) будет

$$T_0 = \gamma a.$$

Выразим параметр a через стрелу провиса f , для чего предварительно разложим значения $e^{\frac{x}{a}}$ и $e^{-\frac{x}{a}}$ в ряды:

$$e^{\frac{x}{a}} = 1 + \frac{x}{a} + \frac{1}{2!} \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \frac{1}{3!} \left(\frac{x}{a}\right)^3 + \dots$$

$$e^{-\frac{x}{a}} = 1 - \frac{x}{a} + \frac{1}{2!} \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \frac{1}{3!} \left(\frac{x}{a}\right)^3 + \dots$$

Очевидно,

$$f = y - a = a \left(1 + \frac{1}{2!} \frac{x^2}{a^2} + \frac{1}{4!} \frac{x^4}{a^4} + \dots \right) - a.$$

Удерживая в скобках члены до второго порядка включительно (что будет соответствовать провисанию ленты не по цепной линии, а по параболе), получим

$$f = \frac{1}{2} \frac{x^2}{a}.$$

Если l_0 — расстояние по горизонтали между двумя расположенными на одном уровне точками участка ленты, для которого стрела провиса равна f , т. е.

$$x = \pm \frac{l_0}{2},$$

то

$$f = \frac{l_0^2}{8a}.$$

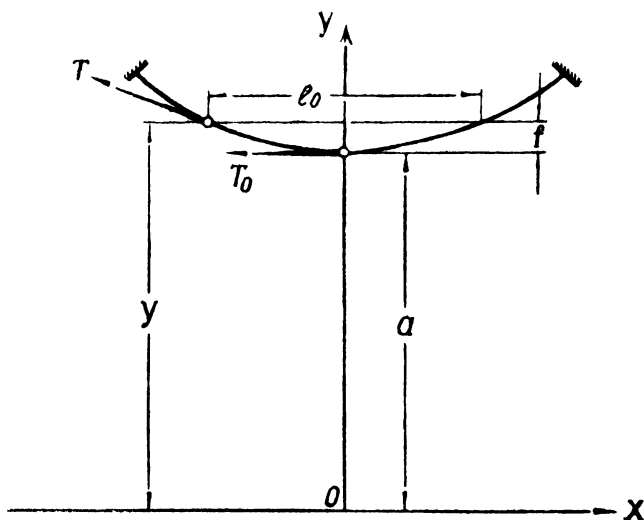


Рис. 18

Таким образом, зная f и l_0 рассматриваемого участка обвода, можно определить значение параметра a и натяжение ленты в нижней точке участка

$$T_0 = \gamma a = \frac{\gamma l_0^2}{8f}. \quad (7)$$

Натяжение ленты в других точках участка обвода можно определять по формуле (6), для которой значение y будет равным

$$y = a + f_i,$$

где f_i — превышение рассматриваемой точки участка обвода над самой нижней его точкой.

Для танков значения a настолько больше величин f_i , что для расчетов с достаточной для практики точностью можно принимать натяжение гусеничной ленты одинаковым на всем участке провисания и равным натяжению в нижней его точке.

Каждый провисающий участок гусеничного обвода имеет свое уравнение формы кривой провисания ленты (цепной линии), но, исходя из равенства натяжений в соседних участках ленты¹, а также учитывая сказанное в предыдущем абзаце, в практических расчетах вполне возможно принимать предварительное натяжение во всех сечениях гусеничного обвода, кроме нижней опорной ветви, одинаковым и равным

$$T_{ii} = T_0 = \frac{\gamma l_0^2}{8f}.$$

Пример. Определить предварительное натяжение гусеничной цепи танка ИС-3 по установленному при эксплуатации провисанию цепи между поддерживающими катками.

Дано: Стрела провиса на замеряемом участке цепи $f = 5$ см.

Расстояние по горизонтали между крайними точками провисающего отрезка цепи $l_0 = 180$ см.

Вес единицы длины цепи $\gamma = 1,5$ кг/см.

Натяжение в нижней точке провисающего отрезка цепи будет

$$T_0 = \gamma a = \frac{\gamma l_0^2}{8f} = \frac{1,5 \cdot 180^2}{8 \cdot 5} = 1215 \text{ кг}.$$

В этом уравнении $a = 810$ см.

При этом натяжение цепи в верхней точке провисающего участка будет равно

$$T_0 = \gamma u = \gamma (a + f) = 1,5 (810 + 5) = 1222,5 \text{ кг}.$$

В отличие от гибкой ленты гусеничная цепь состоит из звеньев (траков) конечной длины, трение в шарнирах которых должно влиять на величину предварительного натяжения цепи, определяемого для гибкой ленты по формулам (6) и (7).

Экспериментальные исследования показывают, что трение в шарнирах траков гусеничной цепи влияет на величину предварительного натяжения весьма незначительно, поэтому при определении натяжения можно пользоваться формулами, полученными для гибкой ленты. Разница между действительным натяжением гусеничной цепи и натяжениями, подсчитанными по формулам (6) и (7), не превышает $3 \div 5\%$.

¹ Пренебрегая при этом силами трения в подшипниках ведущих и направляющих колес и поддерживающих катков.

Натяжение гусениц в практике проведения исследовательских работ определяется при помощи специальных динамометрических звеньев (траков), включаемых в гусеничную цепь.

2. Натяжение цепи от действия центробежных сил

При перематывании гусеничной цепи на всех участках обвода, за исключением нижнего (расположенного на опорной поверхности), развиваются центробежные силы, вызывающие ее дополнительное натяжение. Рассмотрим натяжение цепи от действия центробежных сил, причем, как и ранее, с целью упрощения выкладок будем считать гусеничную цепь однородной гибкой лентой. При этом условии гусеничный обвод можно разделить на участки ленты с постоянными радиусами кривизны, охватывающие ведущие и направляющие колеса и катки, и участки ленты с переменными радиусами кривизны, провисающие между колесами и катками по цепным линиям.

Натяжение ленты от действия центробежных сил на участках обвода с постоянными радиусами кривизны. На рис. 19 приведен участок гусеничного обвода, на котором перематываемая со скоростью v лента охватывает колесо на длине, определяемой центральным углом охвата φ .

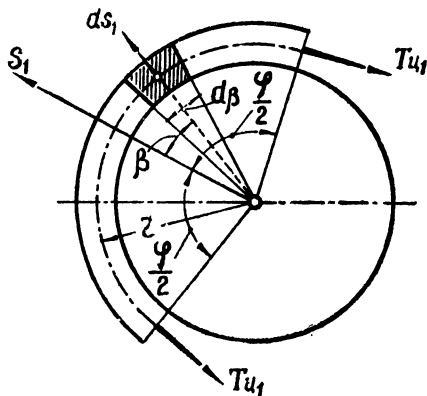


Рис. 19

Центробежная сила элемента ленты длиной dl равна

$$ds_1 = \frac{\gamma}{g} \frac{v^2}{r} dl,$$

где v — окружная скорость ленты в относительном движении;
 r — средний радиус ленты на участке охвата;
 γ — вес единицы длины ленты.

Проекция центробежной силы элемента ленты dl на направление равнодействующей S_1 равна

$$ds_1 \cos \beta,$$

где β — угол между S_1 и ds_1 .

Заменяя длину элемента ленты dl через

$$dl = r d\beta,$$

получим значение равнодействующей центробежных сил рассматриваемого участка ленты

$$S_1 = 2 \int_0^{\frac{\varphi}{2}} \frac{\gamma}{g} \frac{v^2}{r} r \cos \beta d\beta = 2 \frac{\gamma}{g} v^2 \sin \frac{\varphi}{2},$$

где $\frac{\varphi}{2}$ — половина центрального угла охвата колеса лентой.

Центробежные силы создают в ленте натяжения $T_{ц1}$, которое можно определить, составив уравнение проекций сил, приложенных к участку ленты, на направление равнодействующей центробежных сил

$$S_1 = 2T_{ц1} \sin \frac{\varphi}{2},$$

откуда

$$T_{ц1} = \frac{S_1}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{\gamma}{g} v^2.$$

Натяжение ленты от действия центробежных сил, развиваемых на участках обвода с переменным радиусом кривизны. Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что форма кривой провисания ленты при перематывании последней не изменяется от скорости.

В соответствии с этим положением на рис. 20 показан отрезок ленты гусеничного обвода, провисающий по цепной линии, все точки которого перемещаются с относительной скоростью v .

Как и в предыдущем случае, центробежная сила элемента длины ленты dl равна

$$ds_2 = \frac{\gamma v^2}{g \rho_i} dl,$$

где ρ_i — радиус кривизны в центре элемента длины ленты.

Проекция центробежной силы элемента длины ленты на направление равнодействующей S_2 равна

$$ds_2 \cos \alpha,$$

где α — угол между S_2 и ds_2 .

Так как $dl = \rho_l d\alpha$, то равнодействующая центробежных сил рассматриваемого участка ленты будет равна

$$S_2 = 2 \int_0^{\varphi} \frac{\gamma v^2}{g \rho_l} \rho_l \cos \alpha d\alpha = 2 \frac{\gamma}{g} v^2 \sin \varphi,$$

где φ — угол между направлением равнодействующей центробежных сил и радиусом кривизны крайней точки отрезка ленты, равный углу между касательной к цепной линии в крайней точке отрезка ленты и осью абсцисс.

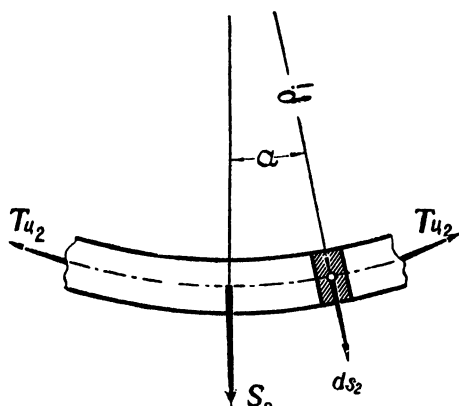


Рис. 20

Откуда натяжение рассматриваемого участка ленты от действия центробежных сил будет

$$T_{u_2} = \frac{S_2}{2 \sin \varphi} = \frac{\gamma}{g} v^2.$$

Таким образом,

$$T_{u_1} = T_{u_2} = T_u = \frac{\gamma}{g} v^2, \quad (8)$$

т. е. при перематывании ленты по гусеничному обводу происходит дополнительное ее натяжение под действием центробежных сил, равное произведению массы единицы длины ленты на квадрат ее относительной скорости.

Влияние скорости перематывания гусеничной цепи на ее натяжение от действия центробежных сил проиллюстрируем следующими расчетами.

Пример. Определить натяжение гусеничной цепи среднего танка от действия центробежных сил при его движении со скоростями: $v_1 = 10$ км/ч и $v_2 = 50$ км/ч, если вес единицы длины цепи $\gamma = 1,102$ кг/см.

При $v_1 = 10$ км/ч

$$T_{ц}' = \frac{\gamma}{g} v_1^2 = \frac{110,2}{9,81} \left(\frac{10}{3,6} \right)^2 = 83,4 \text{ кг.}$$

При $v_2 = 50$ км/ч

$$T_{ц}'' = \frac{\gamma}{g} v_2^2 = \frac{110,2}{9,81} \left(\frac{50}{3,6} \right)^2 = 2170 \text{ кг.}$$

Заметим, что при больших скоростях движения танка натяжение гусеничной цепи от действия центробежных сил, как правило, не только больше предварительного натяжения $T_{п}$, но и больше натяжения цепи ведущим колесом при передаче тягового усилия.

Полученные результаты для гибкой ленты могут быть распространены на гусеничную цепь с конечной длиной траков.

В табл. 1 приводятся некоторые данные, характеризующие абсолютные и относительные веса гусеничных цепей танков, а также значения параметра γ , необходимого для определения предварительного натяжения цепей и натяжения от действия центробежных сил.

Таблица 1

Марка танка	Вес танка в т	Вес трака с пальцем в кг	Шаг гусеницы (трака) в мм	Число траков в одной цепи	Вес одной гусеницы в кг	Значение γ (вес единицы длины цепи) в кг/см
Т-34-85	32	15,5 (с гребнями) 13,25 (без гребней)	172	72	1035	0,84 (среднее)
ИС-3	48	23,85 (штампованных)	160	86	2050	1,49 (у штампованных)
СУ-76	10,5	5,45	111	93	507	0,491
ПТ-76	14,0	5,19	128	96	490	0,405
Т-V („Пантера“)	45	23,7	150,7	88	2090	1,57

Марка танка	Вес танка в т	Вес трака с пальцем в кг	Шаг гусеницы (трака) в мм	Число траков в одной цепи	Вес одной гусеницы в кг	Значение γ (вес единицы длины цепи) в кг/см
Т-VI-Н („Тигр“)	56	31,2	130	94	2930	2,4
Т-VI-B („Королевский тигр“)	68	33,3	150	92	3065	2,2
Мк-III („Валентайн“)	16,5	6,3	112	102	642	0,56
Мк-IV („Черчилль“)	40	28,6	211	69	1975	1,35
М4А2 (76)	34	20,7	153	79	1630	1,35
СУ-Т70	17	8,75	130	86	752	0,67
М41	23,3	19,1	152	74	1413	1,25
М46	44,5	24,6	89+63	86	2120	1,62

3. Натяжение цепи, создаваемое ведущим колесом

Помимо предварительного натяжения $T_{п}$ и натяжения цепи от действия центробежных сил $T_{ц}$, участки цепи гусеничного обвода от ведущего колеса до заднего опорного катка (при движении вперед) нагружаются тяговым усилием $P_{в.к}$, которое можно принимать равным

$$P_{в.к} = \frac{M_{в.к}}{r_{в.к}},$$

где $M_{в.к}$ — крутящий момент на ведущем колесе;

$r_{в.к}$ — расчетный радиус ведущего колеса.

На рис. 21 показано натяжение различных участков гусеничного обвода от действия сил $P_{в.к}$, $T_{п}$ и $T_{ц}$ в случае заднего расположения ведущих колес танка. Силы натяжения условно повернуты на 90° .

Натяжение нижней ветви гусеничной цепи может быть самым разнообразным и определяется взаимодействием гусениц с грунтом.

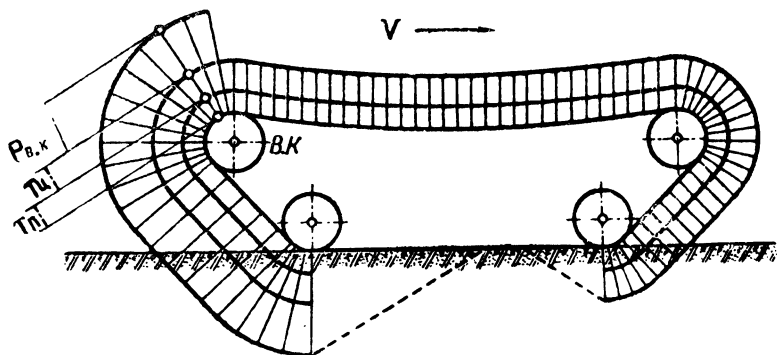


Рис. 21

4. Потери на трение в шарнирах траков и к. п. д. гусеничной цепи

Потери на трение в шарнирах гусеничной цепи обусловлены относительными поворотами соседних траков шарнира при перематывании цепи по обводу. Наибольшие углы перегиба траков в шарнирах гусениц танков наблюдаются на ведущих и направляющих колесах и крайних опорных катках. На поддерживающих катках углы перегиба траков, как правило, незначительны.

Углы перегиба траков на направляющем колесе β_1 и на ведущем колесе β_2 определяются из соотношений (рис. 22):

$$\beta_1 = \frac{360^\circ}{z_1}; \quad \beta_2 = \frac{360^\circ}{z_2},$$

где z_1 и z_2 — число траков, укладываемых на этих колесах.

При относительно небольшом шаге гусеничной цепи по сравнению с радиусами направляющего и ведущего колес углы β_1 и β_2 (в радианах) могут определяться и таким образом:

$$\beta_1 = \frac{l}{r_{н.к}}; \quad \beta_2 = \frac{l}{r_{в.к}},$$

где l — шаг цепи;

$r_{н.к}$ — радиус направляющего колеса.

Углы перегиба траков у переднего и заднего опорных катков определяются углами наклона передней α_1 и задней α_2 ветвей гусеничной цепи к опорной поверхности или аналогично определению углов β_1 и β_2 находятся из соотношений:

$$\alpha_1 = \frac{l}{r_{к1}}; \quad \alpha_2 = \frac{l}{r_{к2}},$$

где $r_{к1}$ и $r_{к2}$ — радиусы переднего и заднего опорных катков, которые у современных танков, как правило, выполняются одинаковыми.

Прежде чем приступить к определению работы сил трения в шарнирах траков, заметим, что на каждом из элементов гусеничного движителя после перегиба траков следует их распрямление. Например, укладываясь на ведущее колесо, два соседних трака поворачиваются относительно друг друга на угол β_2 . Сбегая с ведущего колеса, они распрямляются также на величину этого угла. Аналогичное явление происходит и в других местах перегиба траков по обводу.

В общем виде работа сил трения в шарнире при перегибе траков может быть определена по формуле

$$A = T\mu r_n \alpha,$$

где T — усилие, растягивающее траки;
 μ — приведенный к радиусу пальца коэффициент трения шарнира;
 r_n — радиус пальца;
 α — угол перегиба траков в радианах.

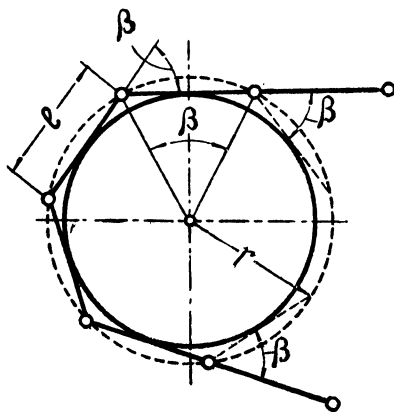


Рис. 22

Работу сил трения в шарнирах всех участков гусеничного обвода, на которых происходят перегибы траков, определим за один полный оборот обвода.

Для случая заднего расположения ведущих колес получим работу сил трения в шарнирах траков гусеничной цепи:

1. На участке переднего опорного катка

$$A_1 = 2\mu r_n z \alpha_1 (T_n + T_n),$$

где z — число траков гусеничной цепи.

2. На участке направляющего колеса

$$A_2 = 2\mu r_n z \beta_1 (T_n + T_u).$$

3. На участке заднего опорного катка

$$A_3 = 2\mu r_n z \alpha_2 (P_{в.к} + T_n + T_u).$$

4. На участке ведущего колеса

$$A_4 = \mu r_n z \beta_2 (P_{в.к} + 2T_n + 2T_u).$$

Отличие последнего выражения от предыдущих обусловливается тем, что, сбегая с ведущего колеса, траки распрямляются под натяжением цепи, равным $T_n + T_u$, в то время как, набегающая на ведущее колесо, цепь натянута еще усилием $P_{в.к}$.

Суммарная работа сил трения в шарнирах траков за один оборот обвода будет равна

$$\sum A_i = \mu r_n z [P_{в.к} (2\alpha_2 + \beta_2) + 2(T_u + T_n)(\alpha_1 + \alpha_2 + \beta_1 + \beta_2)].$$

Если работу, совершаемую окружным усилием ведущего колеса за один оборот обвода, выразить через

$$A_o = P_{в.к} z l,$$

то к. п. д. гусеничной цепи при заднем расположении ведущих колес можно записать так:

$$\eta_{г.з} = \frac{A_o - \sum A_i}{A_o} = 1 - \frac{\sum A_i}{A_o} = 1 - \frac{\mu r_n}{P_{в.к} l} [P_{в.к} (2\alpha_2 + \beta_2) + 2(T_n + T_u)(\alpha_1 + \alpha_2 + \beta_1 + \beta_2)] \quad (9)$$

или, выражая углы α_1 , α_2 , β_1 и β_2 через шаг цепи и соответствующие радиусы катков и колес, будем иметь

$$\eta_{г.з} = 1 - \frac{\mu r_n}{P_{в.к}} \left[P_{в.к} \left(\frac{2}{r_{к_2}} + \frac{1}{r_{в.к}} \right) + 2(T_n + T_u) \left(\frac{1}{r_{к_1}} + \frac{1}{r_{к_2}} + \frac{1}{r_{н.к}} + \frac{1}{r_{в.к}} \right) \right]. \quad (9a)$$

Напомним, что $T_n + T_u = \gamma \left(a + \frac{v^2}{g} \right)$.

Анализируя формулы (9) и (9a), можно сделать выводы, что к. п. д. гусеничной цепи:

1) увеличивается с уменьшением углов перегиба α_1 , α_2 , β_1 и β_2 в шарнирах траков по обводу или для определенного шага цепи увеличивается с увеличением радиусов колес и катков гусеничного движителя;

2) увеличивается с уменьшением радиуса пальца и коэффициента трения шарнира;

3) уменьшается с увеличением предварительного натяжения цепи¹ и скорости движения танка;

4) увеличивается с увеличением тягового (окружного) усилия.

Последнее объясняется тем, что потери обусловлены не только передачей тягового усилия, но и натяжениями цепи от действия центробежных сил и предварительного натяжения, которые, при прочих равных условиях, остаются неизменными. Таким образом, относительные потери с увеличением тягового усилия $P_{в.к}$ уменьшаются.

Пользуясь подобной методикой, нетрудно получить выражение к. п. д. гусеничной цепи и для переднего расположения ведущих колес. Не производя дополнительных выкладок, изложенных в специальной литературе, ограничимся некоторыми принципиальными замечаниями.

При переднем расположении ведущих колес работа трения в шарнирах по сравнению с разобранным ранее случаем возрастает за счет увеличения числа перегибов в шарнирах траков на участках обвода, натянутых, помимо усилий T_n и $T_{ц}$, тяговым усилием ведущего колеса. Однако при таком расположении ведущих колес вследствие выбора провиса цепи тяговым усилием существенно уменьшаются потери на трение (и удары) на поддерживающих катках и у переднего опорного катка. Эти потери при больших скоростях движения вследствие квадратичной зависимости от скорости могут достигать больших значений при заднем расположении ведущих колес. При определенном соотношении усилий $P_{в.к}$ и $T_{ц}$ (или отношения $\frac{P_{в.к}}{T_n + T_{ц}}$) и значений углов перегиба в шарнирах траков по обводу может оказаться, что при движении танка с большими скоростями более высокий к. п. д. гусеничной цепи будет при переднем расположении ведущих колес [24].

При движении с малыми скоростями и большими тяговыми усилиями более высокий к. п. д. гусеничной цепи будет при заднем расположении ведущих колес.

Преобразования, в результате которых получены формулы (9) и (9а), проведены в предположении, что коэффициент трения шарнира μ является величиной постоянной, не зависящей от угла перегиба и нагрузки. Если это положение справедливо для шарниров с трением качения (например, игольчатых), то для открытого металлического шарнира необходимо учитывать изменение коэффициента μ также от угла перегиба и от нагрузки, растягивающей шарнир. Исследования открытого металлического шарнира пока-

¹ При значительных ослаблениях гусеничной цепи с увеличением скорости перематывания увеличиваются сопротивления за счет возрастания сопротивлений на поддерживающих катках и биения цепи.

зывают, что в диапазоне малых углов поворота траков в шарнире наблюдается трение качения, которое затем переходит в трение скольжения. С увеличением угла перегиба, когда трение на участке качения сказывается все меньше, коэффициент μ возрастает (рис. 23).

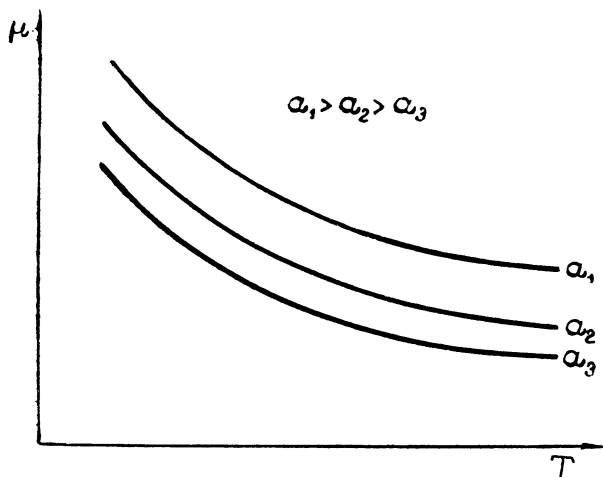


Рис. 23

В связи с этим заметим, что влияние относительного диаметрального зазора в шарнире (между проушиной трака и пальцем) сказывается на значении коэффициента трения таким образом, что с увеличением этого зазора увеличивается обкатывание рабочих поверхностей шарнира при перегибе траков.

С увеличением растягивающей траки нагрузки (или удельной нагрузки на единицу длины проушин) происходит уменьшение коэффициента трения открытого металлического шарнира, продолжающееся до некоторого критического значения удельной нагрузки, после чего наблюдается некоторое его возрастание (рис. 24).

Поэтому в целях повышения точности подсчетов значений к. п. д. гусеничных цепей по формулам (9) и (9а) следует пользоваться зависимостями коэффициента трения шарнира μ от угла перегиба траков и растягивающей цепь нагрузки (или удельной нагрузки на единицу длины проушин трака), которые можно получить в результате испытаний на специальных установках.

В частности, по исследованиям автора, проведенным для открытых металлических шарниров гусениц отечественных танков при отсутствии абразива, величина коэффициента μ от указанных выше параметров определяется следующей зависимостью:

$$\mu = \frac{a^b}{q^c} A, \quad (10)$$

где α — угол перегиба траков в градусах;

q — удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины проушины трака, в $кг/см$;

A — обобщенный коэффициент пропорциональности, учитывающий влияние материала, твердости и чистоты обработки трущихся поверхностей шарнира и некоторые другие факторы;

b и c — показатели степени, постоянные для каждой конкретной конструкции шарнира гусеничной цепи.

Величины A , b и c были определены экспериментальным путем на специальной установке, принцип работы которой состоит в использовании затухающих колебаний физического маятника, испытывающего при своих колебаниях сопротивление от трения в шарнире оси подвеса [25]. Шарнир колебательной системы в этих испытаниях образовывался парой сопряженных траков гусеничной цепи, соединенных пальцем. Один трак устанавливался неподвижно, а второй жестко связывался с «маятником».

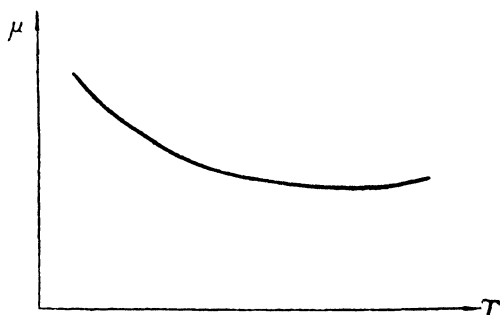


Рис. 24

При обобщении результатов испытаний шарниров гусениц разных танков была установлена возможность принимать величину показателя степени при q постоянной и равной $c = 0,2$. Значения коэффициента A и показателя степени b расчетной формулы (10) для шарниров гусеничных цепей некоторых отечественных танков приведены в табл. 2.

Данными табл. 2 можно пользоваться для выбора значений параметров A и b при подсчете коэффициента трения шарнира по зависимости (10) и для шарниров тех конструкций, по которым эти параметры неизвестны.

В этом случае в расчетах следует принимать значения A и b того из испытанных шарниров гусениц, данные которого (материал, твердость, чистота обработки рабочих поверхностей и др.) наиболее близки к тому, для которого проводятся вычисления.

Марка танка	A	b
Т-34	0,25	0,2
ИС-3	0,31	0,2
СУ-76	0,19	0,33
Т-54	0,34	0,12
ПТ-76	0,49	0,2

Для упрощения вычислений расчеты по определению потерь в шарнирах гусениц следует проводить для «среднего» угла перегиба траков по обводу.

В кольцевых резино-металлических шарнирах (сайлент-блоках) приведенное значение коэффициента трения μ , используемого при определении к. п. д. гусеничной цепи по формулам (9) и (9а) таким же образом, как и для открытых металлических шарниров, с увеличением угла перегиба сильно возрастает.

В то же время работа трения в упругом резино-металлическом шарнире в пределах реальных значений натяжений гусеничных цепей незначительно изменяется от растягивающей шарнир нагрузки. Поэтому сопротивление перематыванию гусеничной цепи с резино-металлическими шарнирами с увеличением тягового усилия, предварительного натяжения цепи или натяжения цепи вследствие действия центробежных сил изменяется незначительно.

5. Сопротивление качению опорных катков танка

Под силой сопротивления качению опорных катков танка надо понимать ту силу, которую необходимо приложить для качения машины с постоянной скоростью по гусеничным цепям, расстеленным на горизонтальной дороге с недеформируемым покрытием. Сопротивления движению гусеничной машины, обусловленные деформацией грунта, являются внешними и будут рассмотрены в следующей главе.

Современные танки выполняются только гусеничными и поэтому их опорные катки являются лишь ведомыми.

Рассмотрим силы и моменты, действующие на отдельный опорный каток танка при его равномерном качении по горизонтально расстеленной гусенице.

На рис. 25, А обозначены:

Q_k — вес катка и вертикальная нагрузка на его ось со стороны танка;

F_k — толкающая сила, приложенная к оси катка от корпуса танка;

N_k — нормальная реакция со стороны гусеничной цепи;

M_k — момент трения в оси;

R_k — сила сопротивления качению катка;

r_k — радиус катка;

c — смещение нормальной реакции N_k вследствие деформации обода (шины) и гусеницы при качении катка.

Какой бы ни была жесткость обода катка, последний под действием нагрузки Q_k всегда получит некоторую деформацию. Получит деформацию в месте контакта и поверхность гусеницы. Пока никакой горизонтальной силы к катку не приложено, система оказывается симметрично деформированной относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось катка, и все элементарные силы нормальных реакций на каток со стороны гусеницы сложатся в равнодействующую, которая проходит через ось катка.

В случае приложения к оси катка толкающей силы F_k каток вследствие возникновения касательных реакций между его ободом и гусеницей начнет катиться в направлении действия силы. Одновременно произойдет изменение элементарных нормальных реакций на обод катка по отношению к вертикальной плоскости, проходящей через ось катка. На рис. 25 элементарные реакции слева от этой плоскости уменьшаются по причине как бы приподнимания катка в этой части, а справа — увеличиваются (на рисунке эти реакции не показаны). При этом равнодействующая элементарных нормальных реакций не будет проходить через ось катка, а сместится в сторону движения на величину c , вследствие чего появятся силы сопротивления качению катка.

Составив уравнение проекций всех действующих на каток сил на горизонтальную и вертикальную оси, получим (см. рис. 25, А)

$$\begin{aligned} F_k &= R_k, \\ Q_k &= N_k. \end{aligned}$$

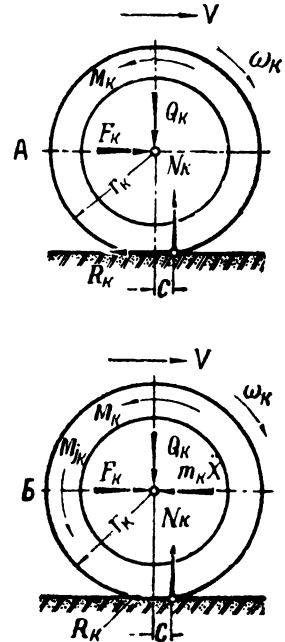


Рис. 25

Из уравнения моментов относительно оси катка, считая, что сила R_k действует на плече r_k , получим значение толкающей силы

$$F_k = \frac{c}{r_k} Q_k + \frac{M_k}{r_k}.$$

Отношение толкающей силы F_k , уменьшенной на величину сопротивления качению от момента трения в опоре $\left(F_k - \frac{M_k}{r_k}\right)$, к нагрузке Q_k на обод (шину) катка при его равномерном качении по горизонтальной плоскости называется коэффициентом сопротивления качению катка¹

$$f_k = \frac{F_k - \frac{M_k}{r_k}}{Q_k}.$$

Таким образом, сила сопротивления качению опорного катка танка при равномерном качении по горизонтально расстеленной гусенице может быть записана

$$R_k = f_k Q_k + \frac{M_k}{r_k}.$$

В случае неравномерного качения катка по горизонтальной плоскости на него дополнительно к тем силам и моментам, которые указаны на рис. 25, А, будут действовать сила инерции и инерционный момент катка. На рис. 25, Б нанесены силы и моменты, действующие на каток при его ускоренном качении.

Составив уравнение проекций сил на горизонтальную и вертикальные оси, будем иметь

$$\begin{aligned} F_k &= R_k + m_k \ddot{x}; \\ Q_k &= N_k, \end{aligned}$$

где m_k — масса катка;

x — ускорение поступательного движения оси катка.

Принимая прежнее допущение — равенство плеча приложения силы R_k радиусу катка r_k — из уравнения моментов относительно оси катка получим

$$R_k = \frac{Q_k c + M_k + M_{jk}}{r_k},$$

где M_{jk} — инерционный момент (момент касательных сил инерции) катка, равный произведению момента инерции катка относительно его оси на угловое ускорение.

¹ Коэффициентом сопротивления качению катка также называется отношение толкающей силы к нагрузке на обод катка при отсутствии сопротивления в оси в случае равномерного качения катка по горизонтальной плоскости.

В современных конструкциях опорных катков танков применяются подшипники качения, поэтому член $\frac{M_k}{r_k}$ незначителен по своей величине. Зная нагрузки на опорные катки и величину коэффициента f_k , по приведенным формулам можно определить общее сопротивление качению опорных катков.

Для опорных катков с резиновыми шинами основное влияние на величину коэффициента f_k оказывают гистерезисные потери, так как часть энергии, затрачиваемой на деформацию шины, теряется безвозвратно.

Коэффициент f_k определяют опытным путем. Как показывают испытания катков с резиновыми шинами, коэффициент f_k зависит от состава резины шины, скорости качения катка, конструктивных размеров шины (диаметра, ширины и толщины), профиля беговой дорожки и изменяется для различных конструкций в значительном диапазоне.

В пределах реальных скоростей движения современных танков с увеличением скорости коэффициент f_k несколько возрастает, примерно по линейной зависимости. Как показали испытания, с нагревом резинового массива шины коэффициент f_k значительно уменьшается. С увеличением радиуса шины сопротивление качению уменьшается.

Значения коэффициента сопротивления качению опорных катков танков с резиновыми шинами, по испытаниям большого числа катков на различных режимах по нагрузкам и скоростям, изменяются в пределах: $f_k = 0,004 \div 0,02$.

Цельнометаллические катки и катки с металлическим ободом при наличии внутренней амортизации имеют значительно меньшее сопротивление качению.

Потери на трение в подшипниках опорных катков можно определять по известной формуле

$$M_k = M_{тр} = \frac{Nfd}{2},$$

где $M_{тр}$ — момент трения;

N — нагрузка на подшипник;

f — коэффициент трения подшипника;

d — диаметр оси катка.

Последней формулой можно пользоваться и для определения потерь на трение в подшипниках ведущих и направляющих колес и поддерживающих катков.

Поскольку катки и колеса гусеничного обвода обычно устанавливаются на подшипниках качения, потери на трение в их опорах незначительны.

6. Потери на трение в зацеплении ведущих колес с гусеницами и на удары траков о колеса и катки

Эти потери еще мало изучены.

Некоторые типы зацеплений могут работать без скольжения цевки трака по зубу ведущего колеса. В данном случае, чем больше коэффициент трения в зацеплении, тем менее вероятно скольжение. Эти виды потерь в гусеничном движителе не удастся отделить от остальных при испытаниях и они обычно суммируются с другими видами сопротивлений.

7. К. п. д. гусеничного движителя

Анализ затрат мощности в гусеничном движителе показывает, что они зависят от различных конструктивных параметров, а также от скорости и веса танка, величины тягового усилия на ведущих колесах и ряда других факторов, учесть которые весьма трудно. Поэтому при выполнении тяговых расчетов танков пользуются различными эмпирическими зависимостями, полученными в результате обработки опытных данных.

Суммарное сопротивление гусеничного движителя может быть представлено в таком виде

$$R_{г. д} = f_{г. д} G,$$

где $f_{г. д}$ — удельное сопротивление;
 G — вес танка.

В свою очередь, по исследованиям доцента В. А. Петрова, можно принять

$$f_{г. д} = a + bf_{в. к} + cv^2,$$

где $f_{в. к}$ — удельная сила тяги, развиваемая двигателем на ведущих колесах танка; $f_{в. к} = \frac{P_{в. к}}{G}$; $P_{в. к}$ — сила тяги на ведущих колесах танка (окружное усилие на двух ведущих колесах);

a , b и c — опытные коэффициенты, зависящие от конструкции гусеничного движителя и предварительного натяжения цепи;

v — скорость танка в км/ч.

Для обычного открытого металлического шарнира и при нормальном (среднем) предварительном натяжении гусеничных цепей значения опытных коэффициентов a , b и c можно принять равными: $a = 0,025$, $b = 0,05$, $c = 0,000003$.

Принимая к. п. д. гусеничного движителя равным отношению мощности, затрачиваемой на преодоление внешних сопротивлений

движению танка, к мощности, подводимой к ведущим колесам, будем иметь

$$\eta_{г.д} = \frac{N_{в.к} - R_{г.д} v}{N_{в.к}} = 1 - \frac{R_{г.д}}{P_{в.к}} = 1 - \frac{f_{г.д}}{f_{в.к}}.$$

Подставляя в последнее выражение значение $f_{г.д}$, получим

$$\eta_{г.д} = (1 - b) - \frac{1}{f_{в.к}} (a + cv^2),$$

или после подстановки коэффициентов a , b и c окончательно получим

$$\eta_{г.д} = 0,95 - \frac{1}{f_{в.к}} (0,025 + 0,000003v^2). \quad (11)$$

Следует сказать, что применение формулы (11) имеет ограниченную область вследствие небольшого разнообразия конструкций ходовой части машин, по испытаниям которых получена эта зависимость, а также вследствие того, что скорости машин при испытаниях не превышали 50 км/ч.

§ 4. ОБЩИЙ К. П. Д. ТАНКА

Общий коэффициент полезного действия танка может быть найден из выражения

$$\eta_{г} = \eta_{м.у} \eta_{тр} \eta_{г.д},$$

где $\eta_{м.у}$ — к. п. д. моторной установки танка;

$\eta_{тр}$ — к. п. д. трансмиссии.

В тех случаях, когда при тяговых расчетах исходят из свободной мощности двигателя $N_{д}$, т. е. из той мощности, которая поступает от двигателя в трансмиссию танка, к. п. д. танка подсчитывается по формуле

$$\eta_{г} = \eta_{тр} \eta_{г.д}.$$

При высоких скоростях движения вследствие значительного снижения к. п. д. гусеничного движителя общий к. п. д. танка резко уменьшается.

Глава 3

ВНЕШНИЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТАНК В ОБЩЕМ СЛУЧАЕ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

В данной главе, как и во всех остальных главах первой части учебника, прямолинейное движение танка рассматривается при отсутствии бокового крена, учесть который при необходимости не представляет сложности.

На рис. 26 приведена схема внешних сил и моментов, действующих на танк при его ускоренном движении с прицепом на подъеме под углом α к горизонту.

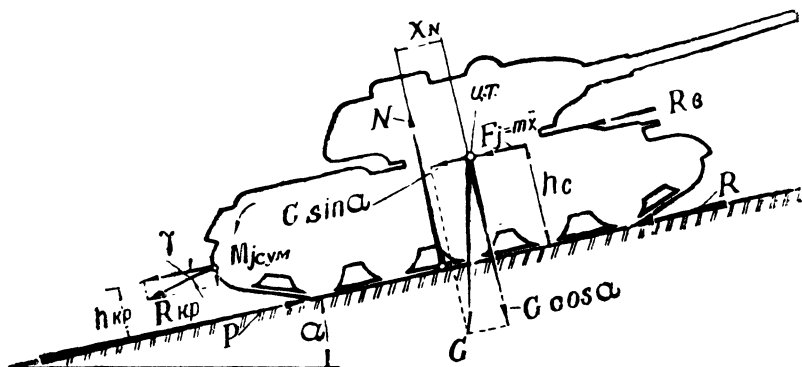


Рис. 26

При этом на танк действуют следующие силы и моменты: вес танка, сила сопротивления на крюке, сила инерции, сопротивление воздуха, нормальная реакция грунта, сопротивление грунта движению танка, сила тяги, моменты касательных сил инерции.

1. Вес танка

При выполнении общего динамического исследования танка веса отдельных его частей заменяют их равнодействующей, равной весу G танка и приложенной в центре тяжести.

В расчетах принимают, что центр тяжести находится в продольной плоскости симметрии танка.

При исследовании движения и устойчивости танка удобно для последующего анализа раскладывать силу G на ее составляющие: $G \sin \alpha$ — параллельно поверхности пути и $G \cos \alpha$ — перпендикулярно к этой поверхности.

Силу $G \sin \alpha$ называют силой сопротивления подъему (при движении на спуске — скатывающей силой).

В случае отсутствия силы сопротивления на крюке или действия этого сопротивления параллельно поверхности пути силу $G \cos \alpha$, равную в рассматриваемом случае нормальной реакции грунта N , называют сцепным весом.

2. Сопротивление на крюке

Сила сопротивления на крюке $R_{кр}$ возникает при буксировке прицепа и действует вдоль буксирного троса.

В общем случае сила $R_{кр}$ направлена под углом γ к поверхности пути и может быть разложена на две составляющие: $R_{кр} \cos \gamma$, действующую параллельно поверхности пути, и $R_{кр} \sin \gamma$, действующую перпендикулярно к этой поверхности.

3. Сила инерции танка

В случае неравномерного (ускоренного или замедленного) движения возникают силы инерции всех частей танка, равные произведению их масс на ускорение прямолинейного движения. При общем динамическом исследовании действие этих сил заменяют их равнодействующей, приложенной в центре тяжести танка в сторону, обратную ускорению, и равной

$$F_i = -m\ddot{x},$$

где m — масса танка;

\ddot{x} — ускорение прямолинейного движения.

4. Сопротивление воздуха

Танк, как и любое тело, двигаясь в воздушной среде, испытывает с ее стороны сопротивление движению.

При определении сопротивления воздуха движению танка можно пользоваться результатами аэродинамических исследований автомобилей. На основании этих исследований сила сопротивления воздуха может быть выражена следующим уравнением:

$$R_a = c_p F v_n^2,$$

где c — коэффициент сопротивления воздуха, зависящий от формы тела и качества поверхности;
 ρ — плотность воздуха в $\text{кг сек}^2/\text{м}^4$;
 F — площадь проекции танка на плоскость, перпендикулярную к направлению его движения, или лобовая площадь сопротивления в м^2 ;
 v_b — относительная скорость воздуха в м/сек .

Иногда сопротивление воздуха подсчитывают по формуле

$$R_b = \frac{c' \rho}{2} F v_b^2,$$

где $c' = 2c$.

При наличии ветра расчетная скорость v_b представляет собой геометрическую сумму из скорости танка и составляющей скорости ветра на направление движения танка.

S достаточной для практики точностью лобовую площадь F можно определять как произведение колеи танка на его высоту.

Учитывая, что на уровне земли плотность воздуха изменяется незначительно, обычно принимают $c\rho = k$, где k — так называемый приведенный коэффициент сопротивления, или коэффициент обтекаемости, зависящий главным образом от формы тела.

Тогда

$$R_b = k F v_b^2.$$

Для танков величину коэффициента k можно принимать в пределах его значений для грузовых автомобилей и бронетранспортеров, т. е. $k = 0,05 \div 0,07 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4$.

Поскольку максимальные скорости движения современных танков относительно невелики, то и сопротивление воздуха движению танка по сравнению с другими сопротивлениями оказывается незначительным, составляя, как правило, не более 5% общего сопротивления при максимальной скорости танка.

Так, например, для современного среднего танка при значениях лобовой площади сопротивления $F = 6 \text{ м}^2$, скорости $v_b = 50 \text{ км/ч}$ и коэффициенте $k = 0,06$ получим

$$R_b = 0,06 \cdot 6 \left(\frac{50}{3,6} \right)^2 = 84 \text{ кг}.$$

Поэтому при проведении тяговых расчетов танков силу сопротивления воздуха не учитывают.

При создании танков с высокими скоростями движения тяговые расчеты надо будет проводить с учетом сопротивления воздуха, так как оно растет пропорционально квадрату скорости.

5. Нормальная реакция грунта

Нормальная реакция грунта N представляет собой равнодействующую всех элементарных нормальных реакций, действующих со стороны грунта на опорные поверхности гусениц.

В общем случае движения танка величина нормальной реакции определится из уравнения проекций сил на плоскость, перпендикулярную к поверхности пути

$$N = G \cos \alpha \pm R_{кр} \sin \gamma. \quad (12)$$

В то же время

$$N = N_1 + N_2,$$

где N_1 и N_2 — нормальные реакции грунта, действующие на опорные поверхности левой и правой гусениц.

Точка приложения нормальной реакции N грунта определяется из уравнения равновесия танка под действием приложенных к нему всех внешних сил и моментов.

6. Сопротивление грунта движению танка

При движении танка по грунтовым дорогам и по местности с деформируемыми грунтами качение нагруженного частью веса танка опорного катка по гусеничной цепи вызывает перемещение грунта под трактом вниз, вперед и в стороны (рис. 27, А и Б). Основная

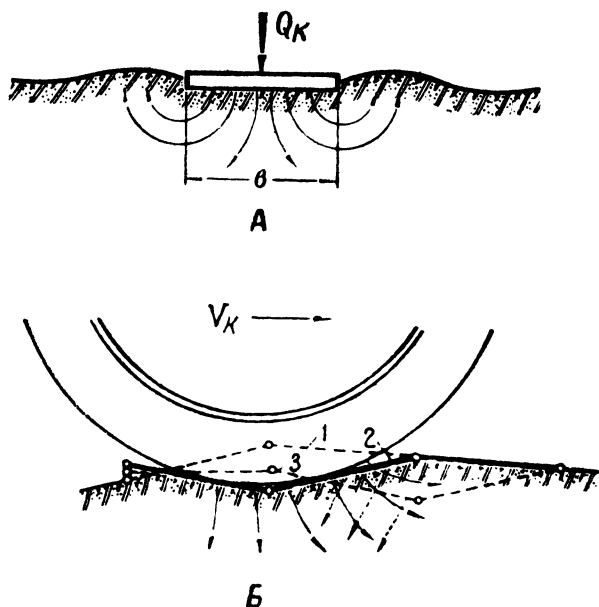


Рис. 27

масса грунта перемещается вниз, уплотняясь под воздействием трактов. Перемещение грунта в стороны и вперед оказывает влияние на несущую способность дороги. Чем больше частиц грунта уходит

из-под гусеницы, тем хуже несущая способность дороги. В результате деформаций и перемещений грунта создается сопротивление качению опорного катка по гусенице, физическую природу которого можно представить следующим образом.

На рис. 28 показан участок гусеничной цепи, расстеленный на горизонтальной поверхности деформируемого грунта. По цепи в указанном направлении катится опорный каток, нагруженный силой Q_k .

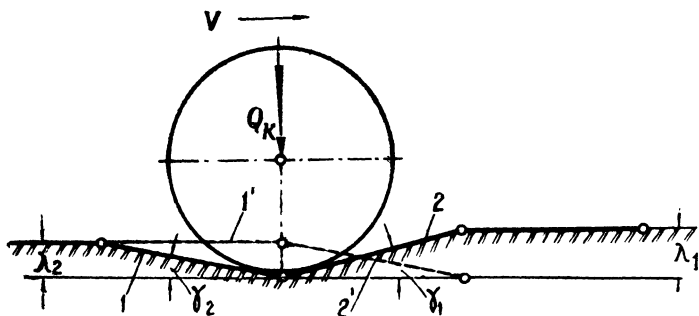


Рис. 28

При положении оси катка над шарниром смежные траки 1 и 2 занимают положение, обозначенное на рисунке сплошной линией. При наличии остаточной деформации грунта будем иметь $\lambda_1 > \lambda_2$. Очевидно, что для качения катка по траку 2 к оси катка необходимо прикладывать толкающую силу, преодолевающую сопротивление подъему ¹ до тех пор, пока этот трак не займет горизонтального положения.

В то время как задний по движению катка край трака 2 будет по причине упругого отпора грунта подниматься вверх, передний его край, деформируя грунт, станет опускаться вниз. При этом угол наклона трака 2 к горизонту на рассматриваемом первом этапе движения катка будет уменьшаться от значения γ_1 до 0.

Вследствие остаточных деформаций грунта, механические свойства которого считаем постоянными по длине трака, очевидно, что горизонтальное положение трак 2 может занять лишь после того, как каток пройдет путь первого этапа l_1 , больший половины длины

l трака, т. е. $l_1 > \frac{l}{2}$.

¹ Поскольку сопротивления качению катка по горизонтально расстеленной гусенице за счет деформации шины, трения в опоре оси катка, как и другие сопротивления, ранее были отнесены к внутренним сопротивлениям (см. гл. 2, § 3, п. 5), то в данном случае мы их не учитываем.

На втором этапе качения катка по тракку со стороны катка на его ось действует составляющая силы Q_k , направленная в сторону перемещения катка. При этом угол наклона трака к горизонту (в другую по сравнению с первым этапом сторону) будет изменяться от 0 до γ_2 . Как видно из рис. 28, значение угла γ_2 меньше угла γ_1 . Если на первом этапе на качение катка по тракку необходимо затратить работу, то на втором этапе от катка на корпус танка передается толкающая сила, направленная по ходу танка, и, следовательно, по отношению к движению танка совершающая положительную работу. Разность этих работ, отнесенная к полной длине трака, будет являться средней силой сопротивления грунта качению опорного катка по расстеленной на горизонтальной поверхности гусенице.

При качении следующего катка по этому же участку гусеничной цепи явление протекает аналогичным образом, с той лишь разницей, что деформация грунта после его уплотнения предыдущим катком становится меньшей, а следовательно, меньше по своей величине будет и среднее сопротивление качению катка.

Экспериментальные исследования показывают, что изменение сопротивления грунта качению одинаково нагруженных опорных катков по одному и тому же участку расстеленной гусеничной цепи происходит по зависимости, приведенной на рис. 29. Здесь цифры 1, 2, 3 и т. д. обозначают номер опорного катка, последовательно проходящего участок гусеничной цепи, а ординаты определяют среднее сопротивление качению данного катка.

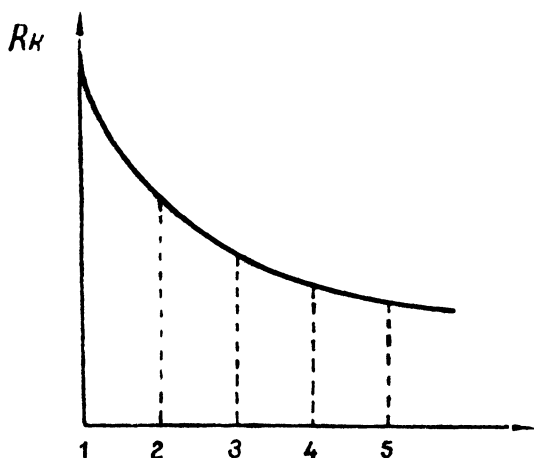


Рис. 29

Сила сопротивления грунта качению всех опорных катков по одной (левой или правой) гусеничной цепи будет

$$R_{1,2 \text{ гр}} = \sum_1^n R_{k_i},$$

где R_{k_i} — сила сопротивления грунта качению i -го опорного катка;

n — число опорных катков одного борта танка.

Равнодействующую всех касательных реакций грунта, действующих через гусеничные цепи и опорные катки на корпус танка в сторону, противоположную движению, называют силой сопротивления грунта движению танка, или силой сопротивления грунта качению танка, $R_{\text{гр}}$

$$R_{\text{гр}} = R_{1 \text{ гр}} + R_{2 \text{ гр}},$$

где $R_{1 \text{ гр}}$ и $R_{2 \text{ гр}}$ — сопротивления со стороны левой и правой гусениц.

При рассмотрении внешних сил, действующих на танк, считают, что силы $R_{1 \text{ гр}}$ и $R_{2 \text{ гр}}$ лежат в плоскости опорных поверхностей гусениц.

Как показывают испытания, сопротивление грунта качению танка зависит от конструктивных параметров гусеничного движителя, качества грунта и скорости движения, уменьшаясь при уменьшении среднего и фактического удельного давления гусениц на грунт, увеличении шага гусеницы, диаметра опорного катка и плотности (твердости) грунта.

С увеличением скорости движения уменьшается деформация грунта и его сопротивление качению. Однако наличие неровностей вызывает удары и в связи с этим дополнительные потери, в результате чего сопротивление возрастает. Так, например, при движении по пахоте и луговине, где неровности сравнительно небольшие, сопротивление возрастает на 20—25% при изменении скорости от 5 до 35 км/ч.

Учесть все факторы, влияющие на сопротивление грунта движению танка, весьма затруднительно. На основании большого количества проведенных опытов силу $R_{\text{гр}}$ в расчетах можно принимать пропорциональной нормальной реакции грунта или сцепному весу танка, т. е.

$$R_{\text{гр}} = f_{\text{гр}} N = f_{\text{гр}} G_{\text{сц}},$$

где $f_{\text{гр}}$ — коэффициент сопротивления грунта качению танка, определяемый для различных грунтов путем проведения ходовых испытаний.

Определяемые опытным путем применяемыми в настоящее время способами силы сопротивления грунта $R_{\text{гр}}$ включают, помимо сопротивлений грунта, часть внутренних сопротивлений в агрегатах и механизмах танка (главным образом в агрегатах ходовой части). В этом случае суммарное сопротивление грунта и агрега-

тов танка обозначают через R , а коэффициент пропорциональности между силой сопротивления движению R и нормальной реакцией грунта N называют коэффициентом сопротивления движению, или коэффициентом сопротивления качению, f , т. е.

$$R = fN = fG_{\text{цн}}. \quad (13)$$

Если в тяговых расчетах при определении сопротивления движению пользуются коэффициентом f , то при подсчете потерь мощности необходимо соответственно уменьшать внутренние сопротивления в агрегатах танка, рассмотренные в предыдущей главе.

Можно считать, что

$$f = f_{\text{гр}} + f_{\text{х. ч}},$$

где $f_{\text{х. ч}}$ — удельное сопротивление ходовой части — сопротивления в ходовой части танка, отнесенные к нормальной реакции грунта; $f_{\text{х. ч}} = \frac{R_{\text{х. ч}}}{N}$.

Следует также подчеркнуть, что поскольку в большинстве накопленных опытных данных силы сопротивления качению танков определены вместе с сопротивлениями в ходовой части, т. е. при условии, что $R = fN$, в дальнейшем, при изложении уравнений движения танка и тягового расчета, будем пользоваться коэффициентом f . В то же время приведенное отличие коэффициента f от коэффициента $f_{\text{гр}}$ позволяет выполнять тяговые расчеты и применять уравнения движения танка с использованием коэффициента $f_{\text{гр}}$.

Пользуясь значениями коэффициентов $f_{\text{гр}}$ и f , полученными при испытании танка на разных грунтах, определяют силы $R_{\text{гр}}$ и R для различных танков, но при этом, естественно, нельзя учесть конструктивные особенности гусеничных движителей, так как коэффициенты $f_{\text{гр}}$ и f становятся как бы характеристиками грунта.

В табл. 3 приведены средние значения коэффициентов $f_{\text{гр}}$ и f , полученные опытным путем при испытаниях танков на малых скоростях движения.

Таблица 3

Г р у н т	$f = f_{\text{гр}} + f_{\text{х. ч}}$	$f_{\text{гр}}$
Асфальт	0,03—0,05	0—0,02
Сухая грунтовая дорога	0,06—0,07	0,03—0,04
Грязная грунтовая дорога (влажность 20%)	0,12—0,15	0,09—0,12
Луг	0,08—0,10	0,05—0,07
Песок	0,15—0,20	0,12—0,17
Снег	0,10—0,25	0,07—0,22

7. Сила тяги танка

Ведущие колеса при вращении стремятся переместить нижние участки гусеничных цепей относительно грунта в сторону, обратную направлению движения танка. Но эти участки цепей прижаты к грунту сцепным весом танка, передаваемым через опорные катки.

Силы трения, возникающие между опорными поверхностями гусениц и грунтом, а также силы зацепления грунтозацепов траков с почвой препятствуют перемещению гусениц относительно грунта. При этом на гусеничные цепи со стороны грунта действуют касательные реакции $P_{тр}$ и $P_{зац}$, направленные в сторону движения танка (рис. 30).

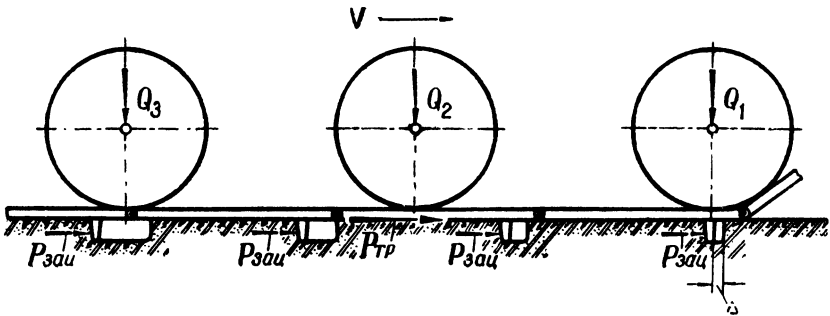


Рис. 30

Равнодействующую этих касательных реакций грунта, приложенных к тракам гусеничной цепи, направленную в сторону движения танка, называют силой тяги гусеницы. Не делая существенной ошибки, можно считать, что сила тяги гусеницы приложена в плоскости соприкосновения ее опорной поверхности с грунтом.

Сумма сил тяги, развиваемых обеими гусеницами, называется силой тяги танка P и равна

$$P = P_1 + P_2,$$

где P_1 и P_2 — силы тяги левой и правой гусениц.

Заметим, что, как правило, силы P_1 и P_2 не равны между собой.

Проследим на примере кормового расположения ведущих колес, как сила тяги P передается на корпус танка и тем самым вызывает его движение (рис. 31).

Предварительное натяжение гусеничных цепей, так же как и натяжение цепей от действия центробежных сил, не может быть причиной самопередвижения танка. Эти натяжения являются по отношению к танку внутренними силами и поэтому их действие на корпус танка в кормовой части уравнивается натяжениями цепей со стороны носовой части. В соответствии с этим при рассмотрении поставленного вопроса можно считать, что при передаче ведущих колесами крутящих моментов гусеничные ветви между задними

спорными катками и ведущими колесами натянуты только окружаемыми (тягowymi) усилиями последних.

Если при выявлении качественной стороны процесса для упрощения выкладок пренебречь потерями в зацеплении ведущих колес с гусеницами, а также потерями в шарнирах траков рассматриваемых участков цепей, то сила тяги P будет равна суммарному окружному усилию на обоих ведущих колесах танка, т. е.

$$P = \frac{M_{в.к}}{r_{в.к}},$$

и будем считать, что все тяговое усилие передается как бы через одну гусеницу.

Мысленно разорвем гусеничную цепь на участке между ведущим колесом и задним опорным катком, а чтобы не нарушить условия равновесия, приложим в месте разрыва цепи к ее концам равные и противоположно направленные силы P .

На ведущее колесо танка со стороны гусеничной цепи действует сила P , которую в соответствии с правилами механики перенесем к геометрической оси ведущего колеса, получив при этом пару сил с моментом $Pr_{в.к}$ и силу P , приложенную уже к оси колеса. Разложим последнюю на ее составляющие: параллельно поверхности пути — $P \cos \beta$ и нормально этой поверхности — $P \sin \beta$, как показано на рис. 31, А.

Задний опорный каток находится под воздействием охватывающего его участка гусеничной цепи, к концам которого приложены силы P . Очевидно, что равнодействующая этих сил проходит через геометрическую ось катка и по абсолютному значению равна

$$2P \sin \frac{\beta}{2} \quad (\text{рис. 31, Б}).$$

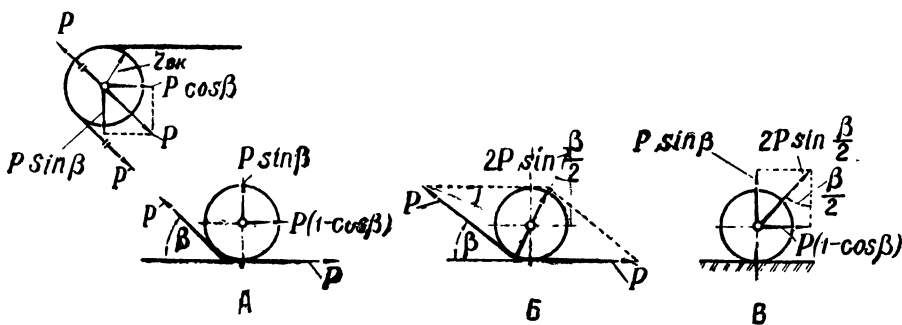


Рис. 31

Перенесем силу $2P \sin \frac{\beta}{2}$ к оси опорного катка и разложим по двум взаимно перпендикулярным направлениям: параллельно поверхности пути — на силу $P(1 - \cos \beta)$ и нормально этой по-

верхности — силу $P \sin \beta$ (рис. 31, B). Нанесем эти силы на рис. 31, A, приложив их к оси опорного катка.

Таким образом, при натяжении гусеничной цепи тяговым усилием P на ось ведущего колеса танка параллельно поверхности пути действует сила $P \cos \beta$, которая, передаваясь через опоры ведущего колеса на корпус танка, толкает его по направлению движения.

Сила $P(1 - \cos \beta)$, приложенная к оси заднего опорного катка, передаваясь через балансир подвески, также действует на корпус танка по направлению движения.

Сумма этих сил равна силе тяги танка

$$P \cos \beta + P(1 - \cos \beta) = P.$$

Итак, сила тяги P передается на корпус танка через детали подвески задних опорных катков и опоры ведущих колес в корпусе танка, вызывая движение последнего. Пользуясь подобными же рассуждениями для случая переднего расположения ведущих колес, можем установить, что сила тяги передается на корпус через детали подвески задних опорных катков и оси направляющих колес, расположенных при этом в кормовой части танка.

Потребная для движения танка сила тяги P определяется из уравнений движения (см. главу 4).

Сила $P \sin \beta$, приложенная к оси ведущего колеса, и момент пары $M = Pr_{в.к}$ действуют на подрессоренный корпус танка, вызывая смещение нормальной реакции грунта N назад и дифферент (наклонение) корпуса на корму. При этом по сравнению со статическим положением корпуса происходит перераспределение нагрузок на рессоры опорных катков — передние разгружаются, задние нагружаются. Кроме того, сила $P \sin \beta$ создает дополнительное поджатие рессор подвески. Центр тяжести корпуса танка при этом смещается вниз.

Сила $P \sin \beta$, приложенная к оси заднего опорного катка, уменьшает давление его на грунт, хотя рессора этого катка имеет наибольшее сжатие по сравнению со всеми остальными рессорами подвески танка. Определение дифферента корпуса на корму и перемещение центра тяжести корпуса будут рассмотрены в теории подрессоривания танка в части III.

8. Моменты касательных сил инерции

При неравномерном вращении деталей силовой передачи и гусеничного движителя возникают моменты касательных сил инерции, равные произведению моментов инерции этих деталей (относительно своих осей вращения) на угловые ускорения.

Если оси вращения деталей параллельны продольной оси танка, то моменты касательных сил инерции этих деталей, передаваясь на корпус танка через опоры крепления агрегатов, действуют на него в поперечной плоскости в сторону, обратную направлению их

углового ускорения, и вызывают перераспределение нагрузок от веса танка между катками левого и правого бортов.

При исследовании устойчивости танка влиянием моментов касательных сил инерции, действующих в поперечном направлении, пренебрегают, так как они по своей величине относительно невелики. Так, например, при разгоне танка (в схемах с продольным расположением двигателя) момент касательных сил инерции в поперечной плоскости не может быть больше максимального крутящего момента двигателя. При торможении танка пробуксовка фрикционных элементов трансмиссии также ограничивает значение момента касательных сил инерции.

Моменты касательных сил инерции деталей, оси вращения которых перпендикулярны к продольной плоскости симметрии танка, действуют на его корпус в продольной плоскости, вызывая перераспределение нагрузок от веса танка на опорные катки по длине опорной поверхности гусениц. Направление действия этих моментов обратно направлению угловых ускорений вращающихся деталей. Если все вращающиеся детали гусеничного движителя имеют моменты касательных сил инерции одного знака, то детали поперечных валов силовой передачи при их вращении в разные стороны имеют различное направление моментов касательных сил инерции.

При исследовании продольной устойчивости танка действие этих моментов можно заменить суммарным результирующим моментом $M_{j\text{ сум}}$, приложенным к корпусу танка в продольной плоскости.

Помимо сказанного, моменты касательных сил инерции всех вращающихся деталей, связанных по кинематической цепи с коленчатым валом двигателя, оказывают влияние на силу тяги, развиваемую двигателем, что необходимо учитывать при определении силы тяги в случае неравномерного движения танка. Подробно этот вопрос будет рассмотрен в главе 4.

9. Сцепление гусениц с грунтом

Рассмотрим более подробно физическую сторону образования силы тяги.

Как уже отмечалось ранее, для натяжения гусеничных цепей силами тяги, развиваемыми на ведущих колесах, необходимо создание для цепей внешней опоры, что обеспечивается сцеплением нижних ветвей гусениц с грунтом, прижатых к нему силой, равной нормальной реакции N .

Очевидно, что сила тяги P всегда равна силе сцепления гусениц с грунтом $P'_{\text{сц}}$, которая складывается из следующих сил:

- 1) сил трения опорных поверхностей гусениц с грунтом

$$P_{\text{тр}} = \sum_1^m \mu' N_i,$$

где μ' — коэффициент трения между опорной поверхностью трака и грунтом;

N_i — нормальная нагрузка на трак;

m — число траков опорной ветви гусеницы;

2) сил зацепления грунтозацепов траков с грунтом вследствие возникновения упорных реакций со стороны почвы

$$P_{\text{зац}} = \sum_1^m p_{i\text{зац}},$$

где $p_{i\text{зац}}$ — упорная реакция одного трака.

Таким образом,

$$P'_{\text{сц}} = P_{\text{тр}} + P_{\text{зац}} = \sum_1^m \mu' N_i + \sum_1^m p_{i\text{зац}}. \quad (14)$$

В ряде случаев движения танка одной силы трения $P_{\text{тр}}$ для получения необходимой силы сцепления $P'_{\text{сц}}$ недостаточно, вследствие чего траки гусеничных цепей, как правило, имеют постоянные грунтозацепы, а при движении по грунтам с плохими сцепными свойствами к тракам дополнительно прикрепляют съемные шпоры.

Если сила трения по своей величине будет меньше необходимой для движения силы тяги, то при отсутствии грунтозацепов произойдет проскальзывание нижней ветви гусеницы относительно грунта.

При наличии врезавшихся в почву грунтозацепов последние, упираясь в грунт, вызывают с его стороны упорные касательные реакции, препятствующие проскальзыванию гусениц. Создание упорных реакций грунта приводит к прессованию почвы параллельно поверхности пути, в результате чего происходит некоторое перемещение траков в направлении, противоположном движению танка. С увеличением силы тяги соответственно должна увеличиться сила сцепления, что возможно за счет возрастания упорных реакций грунта. При этом прессование грунта и связанное с ним смещение опорных траков назад увеличивается.

Перемещение траков в продольном направлении, помимо прессования, приводит также к срезу почвы боковыми и нижними кромками грунтозацепов, что при небольших перемещениях способствует увеличению силы сцепления гусениц с грунтом.

Если предположить, что сила сцепления создается силами трения и зацепления по всей длине опорной поверхности гусениц и при этом наблюдается перемещение переднего трака назад на величину Δ (см. рис. 30), то, очевидно, к моменту, когда этот трак при движении танка станет последним, его общее перемещение относительно грунта будет равно Δm , где m — число траков опорной ветви гусеницы. Таким образом, прессование почвы грунтозацепами в направлении, обратном движению танка, происходит по длине опорной поверхности гусениц по линейному закону, достигая наибольшей величины под задним траком.

Если трак переместится на значительную величину (по сравнению с расстоянием между грунтозацепами), то может произойти

полный срез наиболее спрессованных участков грунта, находящихся под задними траками. При этом силы сцепления гусениц с грунтом, в первую очередь под задним траком, уменьшатся, что должно компенсироваться увеличением сил сцепления других траков, в том числе и переднего. Это явление должно сопровождаться повышением прессования почвы грунтозацепами указанных траков и, следовательно, возросшим перемещением переднего трака в сторону, противоположную движению танка.

Описанная физическая картина создания силы сцепления гусениц с грунтом объясняет также, почему при движении на грунтах с плохими сцепными свойствами съемные шпоры ставятся на значительном расстоянии друг от друга.

Перемещение траков опорных ветвей гусениц в направлении, противоположном движению танка, называется буксованием гусеничных цепей и характеризуется коэффициентом буксования σ , равным

$$\sigma = \frac{S_{\tau} - S_{\Pi}}{S_{\tau}} = 1 - \frac{S_{\Pi}}{S_{\tau}}, \quad (15)$$

где S_{τ} — путь, который прошел бы танк за время t , если бы не было буксования гусениц;

S_{Π} — действительный путь, проходимый танком за то же время при буксовании гусениц.

Очевидно, что зависимость (15) может быть представлена и в таком виде

$$\sigma = \frac{v_{\tau} - v_{\Pi}}{v_{\tau}} = 1 - \frac{v_{\Pi}}{v_{\tau}}, \quad (15a)$$

где v_{τ} — теоретическая скорость танка или относительная скорость гусениц (по отношению к корпусу танка);

v_{Π} — действительная скорость поступательного движения танка с учетом буксования гусениц.

В практике буксование часто выражают в процентах.

При полном (100%) буксовании гусениц поступательная скорость танка равна нулю.

Испытания показывают, что для данного грунта и конкретной конструкции ходовой части максимальное значение силы сцепления получается при определенном буксовании гусениц. С дальнейшим увеличением буксования сила сцепления вследствие разрушения структуры грунта уменьшается.

Зависимость силы сцепления $P'_{\text{сц}}$ от буксования гусениц показана на рис. 32.

Максимальное значение силы сцепления гусениц с грунтом называется силой тяги по сцеплению $P_{\text{сц}}$. Иногда ее называют расчетной силой по сцеплению, в отличие от остальных значений $P'_{\text{сц}}$, которые считают силой сцепления, используемой в данных условиях движения.

Опыты показывают, что величина силы сцепления гусениц с грунтом почти линейно зависит от нормальной реакции грунта. Поэтому вследствие весьма сложной зависимости силы сцепления от большого числа различных факторов для упрощения расчетов ее значение принимают пропорциональным нормальной реакции грунта

$$P'_{\text{сц}} = \varphi' N, \quad (16)$$

где φ' — коэффициент пропорциональности, определяемый опытным путем.

Поскольку испытания по определению зависимости силы $P'_{\text{сц}}$ от буксования проводят при постоянной нагрузке на грунт, то графическая зависимость $P'_{\text{сц}}$ от буксования, приведенная на рис. 32, одновременно является также зависимостью $\varphi' = f(\sigma)$, которая имеет свои значения по оси ординат, получаемые из уравнения (16).

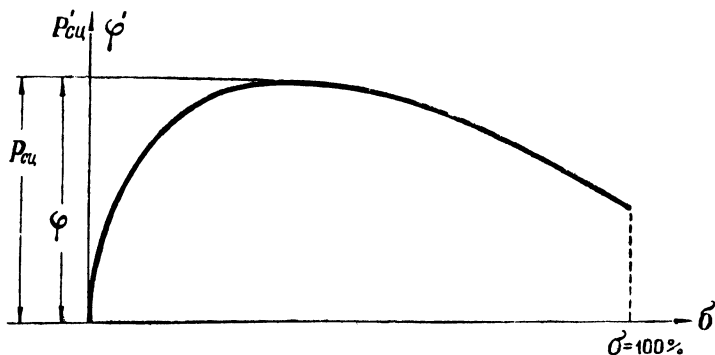


Рис. 32

Максимальное значение коэффициента $\varphi'_{\text{max}} = \frac{P'_{\text{сц max}}}{N}$ для данного грунта называют коэффициентом сцепления гусениц с грунтом¹ и обозначают через φ , т. е.

$$\varphi = \frac{P_{\text{сц}}}{N}. \quad (16a)$$

Для таких грунтов, как пахота, стерня, луговина (на суглинистых, супесчаных и болотистых почвах), а также для снега максимальные значения φ'_{max} (т. е. значения φ) получаются при буксовании гусениц в пределах значений $\sigma = 20 \div 40\%$.

Как показывают испытания, величина коэффициента сцепления зависит от следующих факторов:

¹ Коэффициент φ иногда также называют расчетным коэффициентом сцепления, в отличие от коэффициента φ' , который называют коэффициентом сцепления, используемым в данных условиях движения.

1) качества грунта, т. е. от его покрытия, гранулометрического состава, наличия ненарушенной структуры, травянистости (особенно развития корневой системы трав), относительной влажности, предварительного уплотнения верхнего слоя, сопротивления грунта сдвигу, срезу и т. п.;

2) величины среднего и фактического удельного давления;

3) конструкции трака (величины, места расположения и формы грунтозацепов, формы опорной поверхности);

4) скорости движения танка и некоторых других факторов.

Поскольку величина коэффициента сцепления в основном зависит от качества грунта, этот коэффициент принято относить к определенным грунтам и покрытиям дорог. При этом коэффициент сцепления становится как бы характеристикой грунта.

Увеличение влажности грунта оказывает различное влияние на сцепление гусениц с грунтом. Если для глин, суглинков и большинства других грунтов с повышением относительной влажности более $10 \div 12\%$ сцепление ухудшается, то для песчаных грунтов оно улучшается.

Коэффициент сцепления для снежной целины и укатанной снежной дороги существенно зависит от температуры окружающей среды. С понижением температуры сцепление, как правило, ухудшается.

Важно также знать качественное влияние тех или иных конструктивных параметров гусеничного движителя на значение коэффициента сцепления.

Многочисленные эксперименты показали, что для обеспечения высоких значений коэффициента сцепления необходимо стремиться по возможности сохранить ненарушенным грунт под гусеницами танка. Всякое разрушение его структуры и корневой системы трав, происходящее вследствие чрезмерного удельного давления, слишком большой частоты расположения грунтозацепов и т. п., приводит к снижению сцепных качеств. Конструкция трака должна обеспечивать легкую очистку его от налипающего грунта, так как налипание грунта приводит к ухудшению сцепления.

Из конструктивных параметров на сцепные качества наиболее сильно влияют удельное давление и высота грунтозацепов.

Влияние удельного давления на коэффициент сцепления φ можно выявить, если развернуть выражение

$$\varphi = \frac{P_{\text{тр}} + P_{\text{зац}}}{N} = \frac{\sum_1^m \mu' N_i}{N} + \frac{P_{\text{зац}}}{N}.$$

Так как $\sum_1^m N_i = N = 2bLq_{\text{ср}}$, а μ' — коэффициент трения, который считают независимым от нормального давления, то

$$\varphi = \mu' + \frac{P_{\text{защ}}}{2bLq_{\text{ср}}},$$

где b — ширина трака;

L — длина опорной поверхности гусеницы;

$q_{\text{ср}}$ — среднее давление на грунт.

В зависимости от погружения грунтозацепов в грунт силы сцепления растут приблизительно пропорционально нормальной нагрузке, причем для вдавливания грунтозацепов на полную их высоту достаточно определенного усилия. Но коль скоро грунтозацепы полностью вдавились в грунт, дальнейшее увеличение сил сцепления $P_{\text{защ}}$ с ростом нагрузки происходит незначительно и коэффициент сцепления уменьшается.

Итак, с увеличением удельного давления коэффициент φ уменьшается примерно по гиперболическому закону, что на рис. 33 соответствует сплошной линии. Пунктиром на этом рисунке показано изменение φ в зависимости от $q_{\text{ср}}$ при малых удельных давлениях. Падающая характеристика зависимости $\varphi = f(q_{\text{ср}})$ для современных танков и других гусеничных машин относится к области реальных значений $q_{\text{ср}}$.

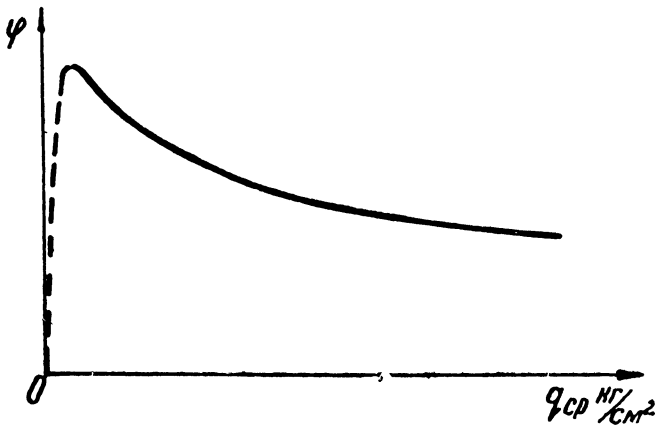


Рис. 33

Такой характер зависимости подтверждается многочисленными экспериментами на различных грунтах.

Увеличение высоты грунтозацепов и съемных шпор приводит к увеличению коэффициента сцепления. Однако значительное увеличение высоты грунтозацепов траков и даже съемных шпор нецелесообразно по причинам разрушения дорожных покрытий и возрастания сопротивления движению вследствие деформаций грунта по нормали к поверхности пути. При этом, если повышенное сопротивление движению за счет установки высоких грунтозацепов в большей или меньшей степени будет наблюдаться при всех условиях движения танка, то существенное увеличение силы сцепления ока-

зывается необходимым лишь в редких случаях. Кроме того, как показывают опыты, с повышением высоты шпоры коэффициент сцепления сначала резко увеличивается, а затем эта зависимость идет более полого (рис. 34).

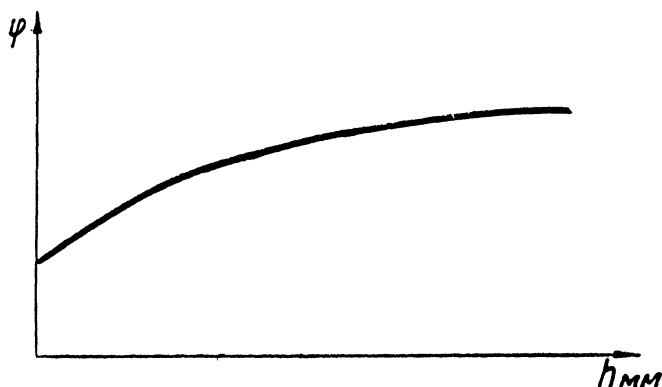


Рис. 34

Таблица 4

Характеристика грунта			Коэффициент сцепления φ
тип	поверхность	влажность	
Суглинок (супесок)	Луговина	—	0,9 \div 1,0
	Грунтовая дорога	—	0,8 \div 1,0
	Пахота (старая)	—	0,7 \div 0,9
Болото низинное	Поверхность покрыта густой растительностью	Меньше 30%	0,6 \div 0,9
		Больше 50%	0,6 \div 0,85
Болото очень сырое	Поверхность покрыта небольшой растительностью	—	0,35 \div 0,4
Песок	Без растительности	Меньше 8%	0,4 \div 0,5
		Больше 15%	0,6 \div 0,7
Асфальт	—	—	0,8
Булыжное шоссе	—	—	0,75 \div 0,8
Снег	—	—	0,2 \div 0,8*

* Больше значение будет для влажного слежавшегося снега при $t = 0^{\circ}\text{C}$, меньше — для сухого рыхлого снега при низкой температуре.

На основании испытаний наиболее рациональной следует считать высоту грунтозацепов траков $25 \div 30$ мм, а высоту съемных шпор — $55 \div 60$ мм.

С увеличением скорости движения, по данным доктора технических наук А. А. Крживицкого, коэффициент сцепления несколько уменьшается за счет более интенсивного разрушения структуры грунта от ударов траков. Однако следует отметить, что этот вопрос еще мало изучен.

В табл. 4 приведены значения коэффициента сцепления φ для различных грунтов, полученные доцентом В. А. Балдиным в результате испытаний. Этими данными можно пользоваться при расчетах.

Глава 4

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ТАНКА

Рассмотрим общий случай движения танка на подъеме с сопротивлением на крюке (рис. 35).

Будем считать, что танк движется с некоторым ускорением \ddot{x} , а сопротивление на крюке $R_{кр}$ действует параллельно поверхности пути. Последнее положение позволяет несколько упростить получаемые выражения, не оказывая заметного влияния на конечные

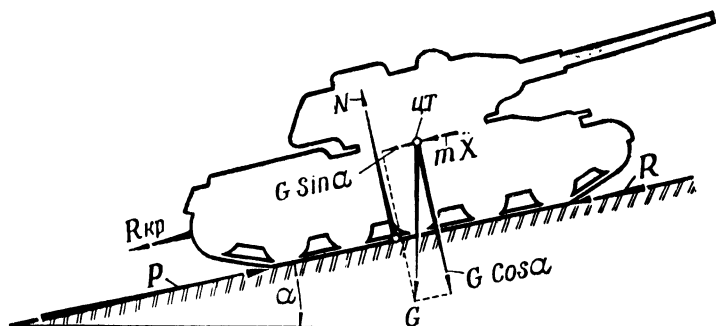


Рис. 35

результаты, что учесть при необходимости не представляет сложности. Заметим также, что обычно танки буксируют машины своей весовой категории, а буксирные крюки на носу и на корме располагаются у них примерно на одной высоте. Сопротивлением воздуха пренебрегаем.

§ 1. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ТАНКА

Рассматривая танк как сплошное твердое тело, спроектируем все действующие на него внешние силы (см. рис. 35) на продоль-

ную ось, параллельную поверхности пути, и на нормаль к этой поверхности

$$\begin{aligned} P &= R + G \sin \alpha + R_{\text{кр}} + m\ddot{x}; \\ N - G \cos \alpha &= 0, \end{aligned}$$

где m — масса танка; $m = \frac{G}{g}$.

Учитывая, что $R = fN = fG \cos \alpha$, первое выражение можно записать в следующем виде:

$$P = G(\sin \alpha + f \cos \alpha) + R_{\text{кр}} + m\ddot{x}.$$

Обозначим коэффициент при G , который называют коэффициентом суммарного сопротивления движению, через f_c

$$f_c = \sin \alpha + f \cos \alpha.$$

Тогда полученное уравнение можно записать так:

$$P = f_c G + R_{\text{кр}} + m\ddot{x}, \quad (17)$$

откуда

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} (P - f_c G - R_{\text{кр}}). \quad (17a)$$

Выражение (17a) является дифференциальным уравнением движения центра тяжести танка.

Оно содержит три неизвестных: \ddot{x} , P и $R_{\text{кр}}$.

Если танк движется без сопротивления на крюке, то

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} (P - f_c G). \quad (17b)$$

Последнее уравнение имеет два неизвестных: \ddot{x} и P .

§ 2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТАНКА КАК СИСТЕМЫ

Для решения уравнения (17b) воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии системы в дифференциальной форме или законом живых сил.

В общем виде, согласно закону живых сил, изменение кинетической энергии системы равно сумме работ всех внешних и внутренних сил. Применительно к движению танка этот закон в дифференциальной форме может быть записан так:

$$dT = dW_1 + dW_2 + dW_3, \quad (18)$$

где dT — дифференциал кинетической энергии танка;

dW_1 — элементарная работа движущих сил (двигателя);

dW_2 — элементарная работа силы тяжести;

dW_3 — элементарная работа всех сил сопротивления движению.

Последовательно определим все члены этого уравнения.

1. Определение дифференциала кинетической энергии танка

Кинетическая энергия движущегося танка равна

$$T = T_1 + T_2,$$

где T_1 — кинетическая энергия танка в переносном движении

$$T_1 = \frac{mv^2}{2};$$

T_2 — кинетическая энергия деталей танка, участвующих в относительном движении и кинематически связанных с гусеничными цепями

$$T_2 = \frac{m_r v^2}{2} + \sum \frac{I_i \omega_i^2}{2}.$$

В этом уравнении:

m_r — масса гусениц;

I_i — момент инерции i -ой вращающейся детали;

ω_i — угловая скорость этой детали.

Выразим угловую скорость вращающихся деталей через поступательную скорость танка

$$\omega_i = \frac{v i_i}{r_{в.к}},$$

где i_i — передаточное отношение между рассматриваемой деталью и ведущим колесом танка.

Для вращающихся деталей ходовой части (опорных и поддерживающих катков, направляющих колес)

$$i_i = \frac{r_{в.к}}{r_i},$$

где r_i — радиус катка или колеса.

Тогда

$$T_2 = \frac{m_r v^2}{2} + \frac{v^2}{2r_{в.к}^2} \sum I_i i_i^2.$$

Таким образом, кинетическая энергия танка равна

$$T = T_1 + T_2 = \frac{mv^2}{2} + \frac{v^2}{2} \left(m_r + \frac{1}{r_{в.к}^2} \sum I_i i_i^2 \right),$$

или

$$T = \frac{mv^2}{2} \left(1 + \frac{m_r}{m} + \frac{1}{m r_{в.к}^2} \sum I_i i_i^2 \right).$$

Обозначим выражение в скобках через δ и назовем его коэффициентом условного приращения массы танка, или коэффициентом учета вращающихся масс танка

$$\delta = 1 + \frac{m_r}{m} + \frac{1}{mr^2_{в.к}} \sum I_i i_i^2. \quad (19)$$

Этот коэффициент учитывает увеличение кинетической энергии поступательно двигающегося танка за счет кинетической энергии деталей, участвующих в относительном движении.

Окончательно выражение кинетической энергии танка можно представить в таком виде:

$$T = \delta \frac{mv^2}{2}.$$

При этом дифференциал кинетической энергии танка будет равен

$$dT = \delta m v dv.$$

Выражение (19) коэффициента условного приращения массы танка δ для простых однопоточных механических трансмиссий можно представить состоящим из двух членов. Одного — постоянного по своей величине и независимого от включенной передачи в коробке передач и другого — изменяющегося в зависимости от включенной передачи в коробке передач, т. е. в зависимости от значения общего передаточного числа трансмиссии $i_{тр}$.

В этом случае постоянная часть коэффициента δ будет учитывать кинетическую энергию всего танка в его поступательном движении, а также кинетическую энергию гусеничных цепей, опорных и поддерживающих катков, ведущих и направляющих колес, бортовых передач и других вращающихся элементов трансмиссии, передаточное отношение i_i которых (между данной деталью и ведущими колесами) является постоянным, вне зависимости от включения передачи в коробке передач танка. Для простых однопоточных трансмиссий таковыми будут все вращающиеся детали от ведущих колес до ведомого (главного) вала КП включительно, в том числе муфты, каретки, синхронизаторы и шестерни, сидящие на ведомом валу и кинематически жестко с ним связанные. К этой группе следует также отнести зубчатые колеса, свободно сидящие на других валах, но находящиеся в зацеплении с зубчатыми колесами, связанными с ведомым валом КП.

Переменный член коэффициента δ будет учитывать кинетическую энергию деталей двигателя, маховика, ведущих и ведомых деталей главного фрикциона, вентилятора системы охлаждения, деталей дополнительного редуктора между двигателем и КП (если он есть), а также всех шестерен и валов коробки передач, кинематически жестко связанных с двигателем при включенном положении главного фрикциона и нейтрали в КП, включая сюда и шестер-

ни, свободно сидящие на ведомом валу коробки передач. Кинетическую энергию деталей этой группы можно «привести» к ведущим колесам танка и выразить через передаточное число трансмиссии $i_{тр}$, что в свою очередь позволит определить переменную часть коэффициента δ . Предварительно, для удобства последующих вычислений, целесообразно моменты инерции деталей этой группы «привести» к коленчатому валу двигателя.

Итак, выражение (19) можно записать в таком виде:

$$\delta = \delta_n + \alpha i_{тр}^2, \quad (19a)$$

где δ_n — постоянная составляющая часть коэффициента δ , учитывающая кинетическую энергию танка в поступательном движении и кинетическую энергию вращающихся деталей ходовой части и трансмиссии, у которых $i_i = \text{const}$ независимо от включения передачи в коробке передач;

$\alpha = \frac{1}{mr_{в.к}^2} I_d$; здесь I_d представляет собой суммарный приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции деталей второй группы, расположенных между двигателем и ведомым валом коробки передач при включенном положении главного фрикциона. Для конкретной конструкции машины величина α является постоянной.

Из формулы (19a) следует, что чем больше значение $i_{тр}$, т. е. чем ниже номер передачи, включенной в коробке передач танка, тем больше коэффициент δ .

При нейтральном положении рычага переключения передач, когда вращающиеся детали, расположенные от двигателя до ведомого вала коробки передач, кинематически не связаны с гусеничными цепями танка,

$$\delta = \delta_n.$$

Значение коэффициента δ при выключении главного фрикциона обозначим через δ_0 .

$$\delta_0 = \delta_n + \alpha_0 i_{тр}^2.$$

Очевидно, что величина α_0 в этом случае будет равна

$$\alpha_0 = \frac{1}{mr_{в.к}^2} I_{d1}.$$

Здесь I_{d1} — суммарный приведенный к двигателю момент инерции ведомых частей главного фрикциона и всех кинематически связанных с ними деталей коробки передач до ведомого вала.

Величина коэффициента δ_0 изменяется в зависимости от включения передачи в КП, возрастая с понижением номера передачи. С увеличением номера передачи значение δ_0 приближается к значению δ_{II} .

2. Определение элементарной работы движущих сил (двигателя)

Элементарная работа двигателя за время dt определяется выражением

$$dW_1 = 75N_d dt,$$

где N_d — свободная мощность, поступающая от двигателя в трансмиссию танка, в л. с.

3. Определение элементарной работы силы тяжести

Элементарная работа силы тяжести равна

$$dW_2 = -G \sin \alpha dx,$$

где dx — элементарный путь танка за время dt .

4. Определение элементарной работы всех сил сопротивления движению

Элементарная работа сил сопротивления движению танка может быть записана так:

$$dW_3 = dW'_3 + dW''_3,$$

где dW'_3 — элементарная работа внутренних сил сопротивления движению;

dW''_3 — элементарная работа внешних сил сопротивления движению.

Оценивая сопротивления в агрегатах и механизмах трансмиссии и ходовой части танка через их общий механический коэффициент полезного действия η_1 , получим

$$dW'_3 = -75N_d (1 - \eta_T) dt.$$

Элементарная работа всех внешних сил сопротивления движению танка будет равна

$$dW''_3 = -fG \cos \alpha dx - R_{кп} dx.$$

Поскольку при определении силы сопротивления движению мы применили коэффициент f , то в данном случае сопротивления в ходовой части, связанные с качением танка по гусеничным цепям, отнесены к внешним силам, что должно быть учтено повышением значения к. п. д. танка η_T .

5. Дифференциальное уравнение движения танка как системы

Подставив найденные значения dT ; dW_1 ; dW_2 и dW_3 в уравнение изменения кинетической энергии танка (18), получим

$$\delta m v d v = 75 N_{\text{д}} dt - G \sin \alpha dx - 75 N_{\text{д}} (1 - \eta_{\text{т}}) dt - f G \cos \alpha dx - R_{\text{кр}} dx.$$

После преобразования уравнение (18) примет вид

$$\delta m v d v = 75 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}} dt - f_c G dx - R_{\text{кр}} dx,$$

где, как уже указывалось,

$$f_c = \sin \alpha + f \cos \alpha.$$

Разделив правую и левую части уравнения на dt , получим

$$\frac{\delta m v d v}{dt} = 75 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}} - f_c G \frac{dx}{dt} - R_{\text{кр}} \frac{dx}{dt}$$

или

$$\delta m v \ddot{x} = 75 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}} - f_c G v - R_{\text{кр}} v.$$

Откуда ускорение танка \ddot{x} будет равно

$$\ddot{x} = \frac{1}{\delta m} \left(\frac{75 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}}}{v} - f_c G - R_{\text{кр}} \right).$$

Если скорость танка v выражена в км/ч, то

$$\ddot{x} = \frac{1}{\delta m} \left(\frac{270 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}}}{v} - f_c G - R_{\text{кр}} \right). \quad (20)$$

Это и есть дифференциальное уравнение движения танка как системы.

В случае движения танка без прицепа

$$\ddot{x} = \frac{1}{\delta m} \left(\frac{270 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}}}{v} - f_c G \right), \quad (20a)$$

или, вынося G за скобку,

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta} \left(\frac{270 N_{\text{д}} \eta_{\text{т}}}{v G} - f_c \right), \quad (20б)$$

где g — ускорение свободного падения.

6. Уравнение изменения кинетической энергии прицепа

При движении танка с прицепом двух уравнений (17а) и (20) недостаточно для определения трех неизвестных: \ddot{x} , P и $R_{\text{кр}}$, входящих в эти уравнения. Поэтому необходимо составить еще одно

уравнение — уравнение изменения кинетической энергии прицепа. устанавливающее связь силы тяги на крюке прицепа с ускорением x .

Для его составления воспользуемся рис. 36, на котором показаны внешние силы, действующие на буксируемый танком прицеп.

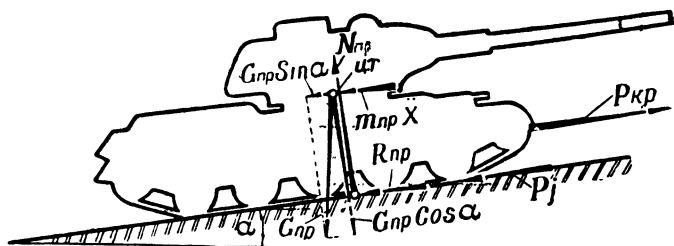


Рис. 36

По аналогии с выражением изменения кинетической энергии танка уравнение изменения кинетической энергии прицепа можно записать так:

$$dT_{\text{пр}} = dW_{\text{пр}_1} + dW_{\text{пр}_2} + dW_{\text{пр}_3},$$

где $dT_{\text{пр}}$ — дифференциал кинетической энергии прицепа;
 $dW_{\text{пр}_1}$, $dW_{\text{пр}_2}$, $dW_{\text{пр}_3}$ — элементарные работы движущих сил, силы тяжести и силы сопротивления движению прицепа.

Кинетическая энергия прицепа равна

$$T_{\text{пр}} = \delta_{\text{пр}} \frac{m_{\text{пр}} v^2}{2},$$

где $m_{\text{пр}}$ — масса прицепа;
 $\delta_{\text{пр}}$ — коэффициент учета вращающихся масс прицепа.

Дифференциал кинетической энергии прицепа равен

$$dT_{\text{пр}} = \delta_{\text{пр}} m_{\text{пр}} v dv.$$

Элементарная работа движущих сил прицепа, которыми в данном случае является сила тяги на крюке $P_{\text{кр}}$ (заметим, что $P_{\text{кр}} = R_{\text{кр}}$),

$$dW_{\text{пр}_1} = P_{\text{кр}} dx.$$

Элементарная работа силы тяжести прицепа

$$dW_{\text{пр}_2} = -G_{\text{пр}} \sin \alpha dx,$$

где $G_{\text{пр}}$ — вес прицепа.

Элементарная работа силы сопротивления движению прицепа

$$dW_{\text{пр}g} = -R_{\text{пр}}dx = -f_{\text{пр}}G_{\text{пр}} \cos \alpha dx.$$

Подставляя значения $dT_{\text{пр}}$, $dW_{\text{пр}1}$, $dW_{\text{пр}2}$ и $dW_{\text{пр}3}$ в уравнение изменения кинетической энергии прицепа, получим

$$\ddot{x} = \frac{1}{\delta_{\text{пр}}m_{\text{пр}}} (P_{\text{кр}} - f_{\text{снр}}G_{\text{пр}}), \quad (21)$$

где

$$f_{\text{снр}} = \sin \alpha + f_{\text{пр}} \cos \alpha.$$

Откуда

$$P_{\text{кр}} = \delta_{\text{пр}}m_{\text{пр}}\ddot{x} + f_{\text{снр}}G. \quad (22)$$

Решая совместно систему уравнений (20) и (22) относительно \ddot{x} , получим в развернутом виде дифференциальное уравнение движения танка с прицепом

$$\ddot{x} = \frac{1}{\delta m + \delta_{\text{пр}}m_{\text{пр}}} \left(\frac{270N_d \eta_T}{v} - f_c G - f_{\text{снр}}G_{\text{пр}} \right). \quad (23)$$

С целью снижения внутренних сопротивлений прицепа при буксировке отключают его двигатель от трансмиссии постановкой рычага кулисы коробки передач в нейтральное положение. При этом также уменьшается значение коэффициента $\delta_{\text{пр}}$, что способствует увеличению ускорений \ddot{x} в процессе разгона. Если обе машины — тягач и прицеп — одинаковы, то уравнение (23) примет вид

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta + \delta_{\text{пр}}} \left(\frac{270N_d \eta_T}{Gv} - 2f_c \right).$$

Поскольку принятое в последнем уравнении значение к. п. д. танка η_T из потерь в ходовой части учитывает лишь потери, связанные с передачей тягового усилия, т. е. потери в зацеплении ведущих колес с гусеницами и в шарнирах траков, нагруженных тяговым усилием, то коэффициенты сопротивления движению танка f_c и прицепа $f_{\text{снр}}$ в данном случае можно считать одинаковыми.

Итак, задачу по определению силы тяги на гусеницах P при ускоренном движении танка с прицепом следует решать в такой последовательности: 1) по формуле (23) определить ускорение танка \ddot{x} ; 2) зная \ddot{x} , по формуле (22) определить силу тяги на крюке $P_{\text{кр}}$; 3) зная \ddot{x} и $P_{\text{кр}} = R_{\text{кр}}$, по формуле (17) определить силу тяги P .

При ускоренном движении танка без прицепа задача по определению силы тяги P упрощается, так как после определения ускорения танка \ddot{x} по формуле (20а) значение искомой силы тяги P находится непосредственно из формулы (17б).

§ 3. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ПРИЦЕПА

Точно так же, как и для танка, проектируя все силы, действующие на прицеп при его ускоренном движении, на продольную ось, параллельную поверхности пути (см. рис. 36), получим уравнение движения центра тяжести прицепа

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{\text{пр}}} (P_{\text{кр}} - G_{\text{пр}} \sin \alpha - R_{\text{пр}} - P_j), \quad (24)$$

где P_j — условная равнодействующая дополнительных сопротивлений движению прицепа, возникающих при ускоренном вращении его деталей.

В самом деле, при ускоренном движении прицепа детали его ходовой части и трансмиссии, кинематически связанные с гусеницами, т. е. участвующие в относительном движении, требуют дополнительной затраты энергии на их раскрутку, что проявляется в виде дополнительного сопротивления на перематывание гусениц прицепа при ускоренном движении последнего.

Как и ранее, $R_{\text{пр}} = f_{\text{пр}} G_{\text{пр}} \cos \alpha$.

Решая совместно уравнения (22) и (24), получим

$$P_j = (\delta_{\text{пр}} - 1) m_{\text{пр}} \ddot{x}.$$

§ 4. ПОТРЕБНАЯ СИЛА ТЯГИ, СИЛА ТЯГИ ПО ДВИГАТЕЛЮ И СИЛА ТЯГИ ПО СЦЕПЛЕНИЮ

Для решения ряда практических задач и оценки возможностей движения танка в различных условиях удобно пользоваться понятиями потребной силы тяги, силы тяги по двигателю и силы тяги по сцеплению.

Потребная сила тяги P_n — это та сила тяги, которая необходима для преодоления сопротивлений в заданных условиях движения.

Уравнение (17) позволяет определить значение этой силы тяги, необходимой для движения танка, при известных значениях коэффициента суммарного сопротивления движению f_c , ускорения \ddot{x} и сопротивления на крюке $R_{\text{кр}}$

$$P_n = f_c G + R_{\text{кр}} + m \ddot{x}.$$

При равномерном движении с прицепом

$$P_n = f_c G + R_{\text{кр}}$$

и при равномерном движении без прицепа

$$P_n = f_c G.$$

Значения ускорения танка \ddot{x} и сопротивления на крюке $R_{\text{кр}}$ определяются по формулам, приведенным ранее.

Решая совместно систему уравнений (17а) и (20), получим

$$P = \frac{270N_d\eta_T}{v} - (\delta - 1)m\ddot{x}. \quad (25)$$

Это выражение определяет значение силы тяги, которая будет получена при данной мощности двигателя и скорости движения танка. При ускоренном движении танка (разгоне) сила тяги уменьшается, так как часть мощности, развиваемой двигателем, расходуется на приращение кинетической энергии вращающихся масс танка в их относительном движении, что учитывается вторым членом формулы (25).

При замедленном движении ускорение танка \ddot{x} будет направлено против движения, вследствие чего сила тяги увеличивается на величину $(\delta - 1)m\ddot{x}$ за счет реализации кинетической энергии вращающихся масс танка. Такой случай может быть, например, при переходе танка с горизонтального участка на подъем, когда в силу возросшего сопротивления танк начнет замедлять свое движение. Поэтому короткие подъемы часто рекомендуют преодолевать с ходу, после предварительного разгона.

По формуле (25) легко определить силу тяги танка при равномерном движении, когда ускорение машины равно нулю. Значение силы тяги в случае равномерного движения танка при работе двигателя на полной подаче топлива называется силой тяги по двигателю и обозначается через P_d

$$P_d = \frac{270N_d\eta_T}{v}. \quad (26)$$

Очевидно, что величина P_d представляет собой ту максимально возможную силу тяги, которую можно получить в случае равномерного движения при данной скорости.

Сила тяги по сцеплению $P_{сц}$, равная произведению нормальной реакции грунта на коэффициент сцепления, характеризует возможности реализации по грунту той силы тяги, которую может развить двигатель. В ряде случаев сила тяги по сцеплению может ограничивать возможности движения. Если $N = G \cos \alpha$, то

$$P_{сц} = \varphi G \cos \alpha.$$

На основании изложенного в отношении сил P_n , P_d и $P_{сц}$ можно написать следующие три неравенства, характеризующие движение танка:

Если $P_{сц} \geq P_d \geq P_n$ — будет ускоренное или равномерное движение.

Если $P_{сц} \geq P_n > P_d$ — произойдет уменьшение оборотов или даже заглохание двигателя.

Если $P_{сц} < P_n \leq P_d$ — будет буксование гусениц.

Таким образом, определение сил P_n , P_d и $P_{сн}$ позволяет выяснить характер и возможность движения танка в заданных условиях.

§ 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА δ

Определение коэффициента учета вращающихся масс танка представляет значительные технические трудности, поскольку для этого необходимо знать моменты инерции большого количества деталей силовой передачи танка (коленчатого вала двигателя и деталей шатунно-поршневой группы, маховика, главного фрикциона, шестерен и валов трансмиссии), ведущих и направляющих колес, опорных и поддерживающих катков.

Все эти детали имеют сложную форму, поэтому определять их моменты инерции, исходя из геометрических размеров, по формулам, известным из теоретических курсов, весьма трудоемко, а сведение деталей, имеющих сложную форму, к простым может вносить существенные погрешности. Кроме того, некоторые детали изготавливаются из неоднородных материалов (например, опорные катки часто выполняются с наружными резиновыми бандажами), что дополнительно усложняет процесс подсчета их моментов инерции. Более целесообразно в данном случае находить моменты инерции деталей опытным путем. Для этого применяют специальные установки или пользуются известным методом сравнения периода собственных крутильных колебаний испытуемой детали или комплекта деталей, вращающихся за одно целое, и эталонного тела, момент инерции которого известен. Можно пользоваться и другими методами, которые известны из курса теории механизмов и машин. После определения моментов инерции отдельных вращающихся деталей (I_i) по формуле (19) можно произвести подсчет коэффициента δ .

Трудоемкость подсчета коэффициента δ , связанная с необходимостью определения моментов инерции большого количества деталей танка, участвующих в относительном движении, обуславливает целесообразность проведения подсчета δ по величине суммарного, приведенного к ведущим колесам, момента инерции всех этих деталей $I_{в.к}^{\Sigma} = \Sigma I_i i_i^2$, определяемого опытным путем.

Определение суммарного, приведенного к ведущим колесам, момента инерции вращающихся масс танка

Для этой цели могут быть использованы безгусеничные стенды, описание которых приводится в специальной литературе [20]. На рис. 37 показана установка танка на безгусеничном стенде при проведении таких испытаний. Танк со всеми агрегатами ходовой части (в том числе и с гусеничными цепями) вывешивается на днище, а одно из его ведущих колес соединяется при помощи вала и муфт с шестеренчатым редуктором стенда, который связан с электродвигателем. Опыт проходит следующим образом. При включенных

главном фрикционе и передаче в коробке передач от электродвигателя стенда производится разгон всех вращающихся при движении танка деталей, а затем, после выключения электрического тока, происходит замедленное движение раскрученной системы. При этом осуществляется регистрация параметров, необходимых для определения искомого, приведенного к ведущим колесам танка, момента инерции $I_{в.к.}^{\Sigma}$, выражение которого через эти параметры дано ниже.

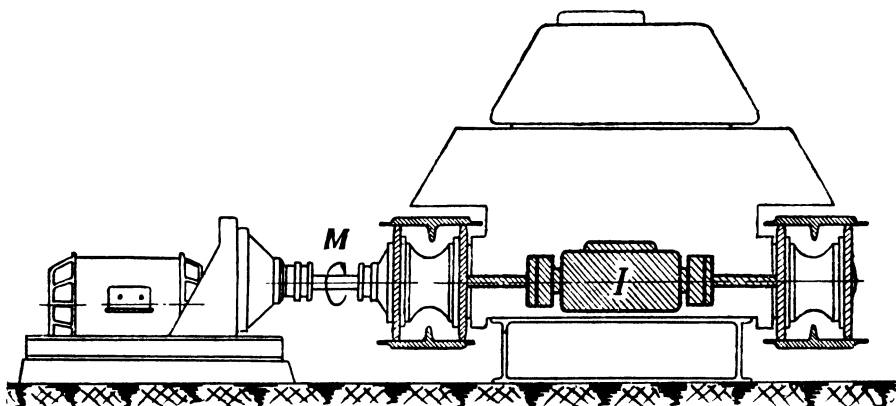


Рис. 37

Используя принцип Даламбера для неравномерного движения вращающихся масс танка, в рассматриваемом случае можно написать следующие два уравнения:

— при разгоне

$$I_{в.к.}^{\Sigma} \varepsilon_p = M_p - M_{т.р};$$

— при замедлении

$$- I_{в.к.}^{\Sigma} \varepsilon_3 = M_3 - M_{т.з},$$

где $I_{в.к.}^{\Sigma}$ — суммарный, приведенный к ведущим колесам, момент инерции масс танка, участвующих в относительном движении;

ε_p и ε_3 — угловые ускорения ведущих колес при разгоне и замедлении вращающихся масс танка;

M_p и M_3 — внешние моменты, приложенные к ведущим колесам от стенда при разгоне и замедлении;

$M_{т.р}$ и $M_{т.з}$ — моменты сопротивлений от сил трения в агрегатах и механизмах танка при разгоне и замедлении.

При условии равенства угловых скоростей ведущих колес танка в режимах разгона и замедления можно считать, что

$$M_{т.р} = M_{т.з.}$$

Тогда, решая написанную выше систему двух уравнений относительно $I_{в.к}^{\Sigma}$, получим

$$I_{в.к}^{\Sigma} = \frac{M_p - M_3}{\epsilon_p + \epsilon_3}.$$

После определения $I_{в.к}^{\Sigma}$ значение коэффициента δ нетрудно получить по формуле

$$\delta = 1 + \frac{I_{в.к}^{\Sigma}}{mr_{в.к}^2}.$$

Для числового подсчета значения $I_{в.к}^{\Sigma}$ необходимо воспользоваться результатами испытаний. Заметим, что поскольку протекание опыта сопровождается непрерывным изменением режимов, для замера внешних моментов целесообразно в данных испытаниях применять тензодатчики и регистрировать все параметры одновременно на пленку осциллографа. Во время опыта на ленте осциллографа записываются отметки оборотов ведущих колес и времени, по которым определяются угловые скорости и ускорения колес, а также записывается внешний момент, приложенный к ведущему колесу танка от стенда при разгоне и замедлении.

Чтобы обеспечить высокую точность определения искомой величины $I_{в.к}^{\Sigma}$, отметки времени должны осуществляться примерно через 0,1 сек, а отметки оборотов ведущих колес — через 0,02 ÷ 0,05 оборота.

Образец ленты с записью указанных параметров показан на рис. 38.

Выберем на ленте на режимах разгона и замедления участки, у которых примерно одинаковы скорости вращения ведущего колеса (см. рис. 38). Их нетрудно найти по равенству количества отметок оборотов ведущего колеса за один и тот же интервал времени t . Продолжительность участка по времени следует брать порядка $t = 0,3 \div 0,5$ сек. Это позволит считать значение внешнего момента в пределах участка постоянным и, определив угловую скорость колеса в начале и в конце каждого из выбранных участков, с достаточной точностью найти для них средние значения ускорений (ϵ_p — на участке разгона и ϵ_3 — на участке замедления). Значения внешних моментов на участке разгона (M_p) и замедления (M_3) отдельно не определяются. Непосредственно из записи на пленке берется их геометрическая разность в миллиметрах, умножается на масштаб момента и полученная величина подставляется в расчетную формулу для $I_{в.к}^{\Sigma}$.

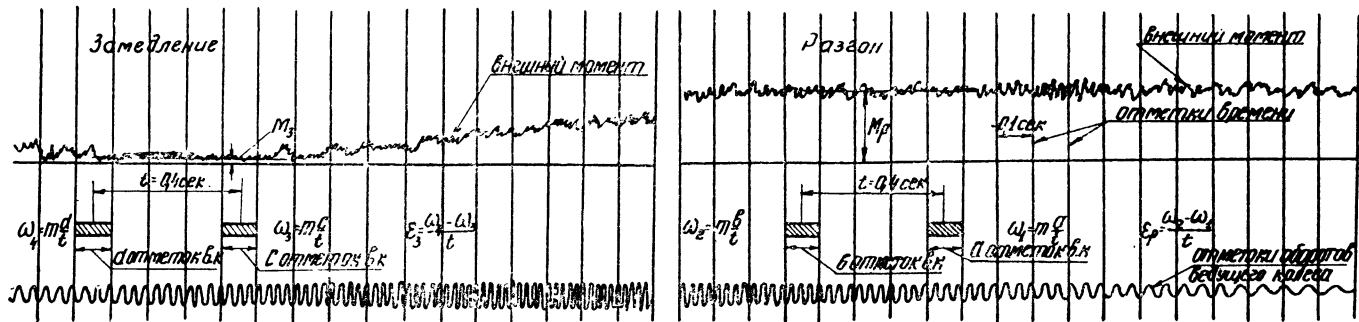


Рис. 38

Если дополнительно провести подобные испытания при выключенном главном фрикционе и при нейтрали в коробке передач танка, то полученные в этих случаях значения приведенных моментов инерции $I_{в.к}^0$ и $I_{в.к}^н$ позволяют определить коэффициенты δ_0 и $\delta_н$ по формулам

$$\delta_0 = 1 + \frac{I_{в.к}^0}{mr_{в.к}^2};$$

$$\delta_н = 1 + \frac{I_{в.к}^н}{mr_{в.к}^2}.$$

В табл. 5 и 6 приведены числовые значения коэффициентов δ , δ_0 и $\delta_н$ для некоторых отечественных танков, полученные экспериментальным путем по приведенной выше методике, предложенной кандидатами технических наук О. Н. Брилевым и К. В. Кузенывым.

Таблица 5

Т а н к	Значения δ на различных передачах в КП								
	П е р е д а ч а								Нейтраль $\delta_н$
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
ПТ-76	7,035	2,544	1,9325	1,568	1,403	—	—	—	1,2945
Т-54	3,903	1,823	1,539	1,394	1,304	—	—	—	1,243
ИС-3	10,627	5,837	3,607	2,562	2,219	1,806	1,613	1,524	1,4266

Таблица 6

Т а н к	Значения δ_0 на различных передачах в КП								
	П е р е д а ч а								
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
ПТ-76	1,78146	1,40046	1,34864	1,31786	1,30364	—	—	—	
Т-54	1,6485	1,3314	1,2882	1,266	1,2523	—	—	—	
ИС-3	2,2466	1,8201	1,621	1,5278	1,5421	1,482	1,4538	1,4409	

Табл. 7 содержит развернутые данные по приведенным к двигателю моментам инерции тех узлов и механизмов моторно-трансмиссионных установок этих же танков, детали которых при нейтрали в КП кинематически жестко связаны с коленчатым валом двигателя. Суммирование моментов инерции в каждой колонке позволяет получить величину суммарного, приведенного к двигателю момента инерции I_d . Эти данные показывают влияние отдельных компонентов на величину I_d и, следовательно, на значение коэффициента α , равного

$$\alpha = \frac{I_d}{mr_{в.к}^2}.$$

Таблица 7

Узлы и механизмы танка, связанные с двигателем при нейтрали в КП	ПТ-76	Т-54	ИС-3
	Момент инерции, кгмсек ²		
Двигатель	0,3654 (с махов.)	0,101	0,101
Гитара	—	0,0181	—
Вентилятор	—	0,43	0,7824 (с венц. старт.)
Ведущие детали главного фрикциона	0,185	0,275	0,476
Ведомые детали главного фрикциона	0,04	0,098	0,112
Детали коробки передач	0,01103	0,0510	0,02091 (зам. ступень) 0,12021 (ускор. ступ.)
Суммарный, приведенный к двигателю момент инерции I_d	0,60143	0,9731	1,49231 (зам. ступень) 1,59161 (ускор. ступ.)

В табл. 8 приведены данные, показывающие раздельное влияние агрегатов ходовой части и некоторых элементов трансмиссии (кинематически связанных с гусеничными цепями при нейтрали в КП) на значение коэффициента δ_n для тех же танков. Для каждого из приведенных компонентов танка указано отношение его кинетической энергии в относительном движении к кинетической энергии переносного движения танка, т. е. выражение $\frac{\Sigma I_i \dot{i}_i^2}{mr_{в.к}^2}$ (для гусеничных

Таблица 8

Механизмы и агрегаты танка, связанные с гусеницами при нейтрали в КП	Значения $\frac{\sum I_i i_i^2}{m r_{в.к}^2}$		
	ПТ-76	Т-54	ИС-3
Детали КП, связанные с ведомым (главным) валом КП	0,017	0,00309	0,01537
Механизмы поворота	0,1697	0,117	0,27885 (с соед. муфтами)
Бортовые передачи	0,00349	0,00527	0,00478
Ведущие колеса	0,00521	0,00268	0,00652
Направляющие колеса	0,00276	0,00305	0,00399
Опорные катки	0,0263	0,0397	0,0239
Поддерживающие катки	—	—	0,00766
Гусеничные цепи	0,07	0,0722	0,0855
И т о г о	0,29446	0,243	0,42657

цепей соответственно $\frac{m_r}{m}$).

Суммирование всех данных в каждой колонке дает значение $(\delta_n - 1)$ для этого танка.

* * *

Приведенные в табл. 7 и 8 данные позволяют выразить значение коэффициента δ для этих танков такими зависимостями:

— для ПТ-76 $\delta = 1,2945 + 0,006i_{тр}^2$; •

— для Т-54 $\delta = 1,243 + 0,00328i_{тр}^2$; •

— для ИС-3 $\delta = 1,427 + 0,00224i_{тр}^2$ • (замедленная ступень);

$\delta = 1,427 + 0,00239i_{тр}^2$ (ускоренная ступень).

Глава 5

ПОВЕРОЧНЫЙ ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТАНКА

Задачи тягового расчета различны в зависимости от того, производится ли поверочный тяговый расчет, т. е. определение и оценка тяговых качеств существующего танка, или необходимо провести тяговый расчет проектируемой машины.

В первом случае нужно определить и оценить тяговые качества уже выполненного танка и сравнить их с тяговыми возможностями других машин. Во втором случае следует определить необходимую для танка мощность двигателя (подобрать двигатель) с целью обеспечения заданной тактико-техническими требованиями на проектирование максимальной скорости танка и выбрать низшую передачу, число передач и способ их разбивки с таким расчетом, чтобы обеспечить наилучшие динамические и тяговые качества машины в отношении достижения ею наивысших средних скоростей в разнообразных условиях движения.

Если задачи поверочного тягового расчета можно в большей или меньшей степени решить проведением соответствующих стендовых и ходовых испытаний выполненного образца танка, то во втором случае это исключено, так как машина еще находится в стадии проектирования.

В то же время следует подчеркнуть, что путем проведения только одних испытаний нельзя в полной мере оценить рациональность выбора и разбивки передач в трансмиссии, обеспечивающих хорошие динамические качества танку, поскольку достижение высоких средних скоростей движения на местности определяется также удельной мощностью танка, совершенством гусеничного движителя и системы поддрессоривания, удобством наблюдения за дорогой, надежностью системы охлаждения двигателя, исключаящей его перегрев при длительной работе с большой нагрузкой, и т. п.

Полного и всестороннего решения задачи по оценке тяговых качеств выполненного танка можно достичь только путем сопоставления данных теоретических и экспериментальных исследований.

Общая задача поверочного тягового расчета — определение и оценка тяговых качеств танка — сводится к решению следующих частных задач:

1. Определению максимальной скорости движения в заданных дорожных условиях.

2. Определению сопротивления движению и углов подъема, которые может преодолеть танк на данных передаче и скорости.

3. Определению углов спуска, преодолеваемых танком на различных передачах в трансмиссии при работе двигателя в режиме торможения (без пользования остановочными тормозами).

4. Определению приемистости танка, т. е. времени и пути разгона до достижения заданной скорости, а также эффективности торможения.

5. Оценке выбора количества передач и способа их разбивки (при ступенчатых трансмиссиях) с целью получения максимальной средней скорости движения танка.

При определении и оценке тяговых качеств танка пользуются тяговой и тормозной характеристиками и характеристикой разгона.

В этой главе рассмотрим поверочный тяговый расчет танка со ступенчатой механической трансмиссией, пока наиболее распространенной в современных конструкциях машин данного типа.

§ 1. ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТАНКА

Как уже указывалось ранее, значение силы тяги в случае равномерного движения танка при работе двигателя с полной подачей топлива называется силой тяги по двигателю и определяется по формуле (26).

Очевидно, что абсолютная величина силы тяги по двигателю P_d не может служить критерием оценки тяговых качеств различных по весу танков, так как сопротивление движению пропорционально весу машины. Поэтому для сравнительной оценки тяговых показателей танков пользуются понятием удельной силы тяги f_d , равной

$$f_d = \frac{P_d}{G} = \frac{270N_d \eta_T}{Gv}. \quad (27)$$

График зависимости удельной силы тяги f_d от скорости движения на различных передачах называется тяговой характеристикой танка (рис. 39).

Таким образом, для построения тяговой характеристики танка необходимо знать:

- значения N_d при различных оборотах двигателя;
- значения скорости танка на всех передачах при различных оборотах двигателя;
- зависимость к. п. д. танка η_T от скорости движения и удельной силы тяги.

Требуемые для построения тяговой характеристики величины подсчитывают в такой последовательности.

Весь диапазон изменения оборотов двигателя от минимальных до максимальных разбивают через определенные интервалы ($200 \div \frac{1}{2} 300$ об/мин), получая расчетные точки по оборотам двигателя $n_1, n_2, n_3, \dots, n_N$, по которым и производят все дальнейшие расчеты.

Пользуясь графической зависимостью изменения свободной мощности двигателя N_d по оборотам, определение которой было изложено в главе 2, для выбранных расчетных режимов $n_1, n_2, n_3, \dots, n_N$, берут соответствующие им значения свободной мощности $N_{d_1}, N_{d_2}, N_{d_3}, \dots, N_{d_N}$ при работе двигателя по внешней характеристике, т. е. при полной подаче топлива.

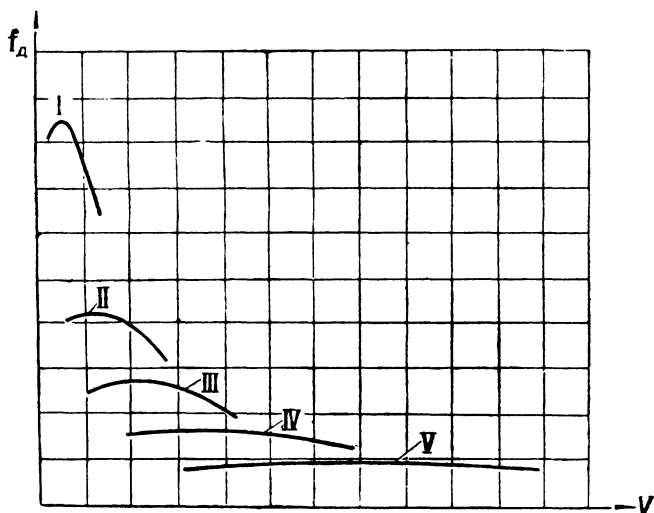


Рис. 39

Скорость танка на каждой передаче в зависимости от оборотов двигателя определяется по формуле

$$v = \frac{nz_{в.к} l}{i_{тр}} \cdot \frac{60}{1000} = 0,06 \frac{nz_{в.к} l}{i_{тр}} \frac{км}{ч},$$

где n — число оборотов двигателя в мин;

$z_{в.к}$ — число траков, укладываемых на окружности ведущего колеса (или перематываемых за один оборот ведущего колеса);

l — шаг гусеничной цепи в м;

$i_{тр}$ — общее передаточное число трансмиссии на данной передаче.

Когда известен радиус ведущего колеса $r_{в.к}$, скорость танка можно определять и по такой зависимости:

$$v = 2\pi r_{в.к} \frac{n}{i_{тр}} \cdot \frac{60}{1000} = 0,377 \frac{r_{в.к} n}{i_{тр}} \frac{км}{ч}.$$

Если оценить количественно к. п. д. трансмиссии танка $\eta_{тр}$ обычно не представляет большой сложности и его с допустимой для данных расчетов точностью можно принимать постоянным для всего диапазона изменения скорости танка на каждой передаче, а при равном числе пар зубчатых колес, участвующих в передаче мощности на различных ступенях в трансмиссии, и одинаковым на всех передачах, то к. п. д. гусеничного движителя $\eta_{г.д}$ значительно изменится в зависимости от скорости и передаваемого тягового усилия. Вследствие этого сначала для расчетных режимов определяют значения удельных сил тяги на ведущих колесах танка по формуле

$$f_{в.к} = \frac{270 N_{д} \eta_{тр}}{G v}; \quad (28)$$

после чего по эмпирической зависимости (11) находят к. п. д. гусеничного движителя.

Имея значения к. п. д. гусеничного движителя, определяют к. п. д. танка $\eta_{т}$ для каждого расчетного режима (по оборотам и передачам)

$$\eta_{т} = \eta_{тр} \eta_{г.д}.$$

После этого по формуле (27) можно подсчитать удельные силы тяги $f_{д}$ при различных скоростях на всех передачах танка. Значения $f_{д}$ можно также находить по зависимости

$$f_{д} = f_{в.к} \eta_{г.д}.$$

В целях некоторого сокращения подсчетов, к. п. д. гусеничного движителя можно определять не для всех расчетных точек $n_1, n_2, n_3, \dots, n_N$ на каждой передаче, а найти значение $\eta_{г.д}$ для одной точки, соответствующей средней скорости движения на данной передаче, и принять его постоянным в пределах изменения скорости и $f_{в.к}$ на этой передаче. Подсчитанные значения $v, f_{в.к}, \eta_{г.д}, \eta_{т}$ и $f_{д}$ на различных передачах в трансмиссии при оборотах двигателя $n_1, n_2, n_3, \dots, n_N$ сводят в таблицу, на основании которой (см. табл. 9) строят тяговую характеристику танка, т. е. зависимость

$$f_{д} = f(v).$$

§ 2. ЗАДАЧИ, РЕШАЕМЫЕ НЕПОСРЕДСТВЕННО ПРИ ПОМОЩИ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При помощи тяговой характеристики решают почти все задачи тягового расчета. Непосредственно по тяговой характеристике можно быстро решать две из основных задач тягового расчета — определять скорость при данном сопротивлении движению и находить сопротивление, которое может преодолеть танк, двигаясь с данной скоростью.

Таблица 9

Обороты двигателя на расчетных режимах n , об/мин		n_1	n_2	n_3	n_N
Значения свободной мощности двигателя на расчетных режимах $N_{д}$, л. с.		$N_{д1}$	$N_{д2}$	$N_{д3}$	$N_{дN}$
I передача	v , км/ч				
	$f_{в.к}$				
	$\gamma_{г.д}$				
	$\gamma_{г}$				
	$f_{д}$				
II передача	v , км/ч				
	$f_{в.к}$				
Высшая передача	v , км/ч				
	$f_{в.к}$				
	$\gamma_{г.д}$				
	$\gamma_{г}$				
	$f_{д}$				

Задача № 1. Определить максимальную скорость, с которой танк может равномерно двигаться при данном сопротивлении движению, характеризуемом коэффициентом сопротивления качению f и углом наклона пути α к горизонтальной плоскости.

Общее сопротивление движению танка будет

$$R_c = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G.$$

В то же время потребная сила тяги P_n , равная силе тяги по двигателю, будет

$$P_n = f_d G.$$

При равномерном движении

$$P_d = R_c,$$

т. е.

$$f_d G = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G,$$

или

$$f_d = f \cos \alpha + \sin \alpha = f_c.$$

Определив по заданным значениям f и α коэффициент f_c , откладывают его величину на оси ординат, после чего через эту точку проводят прямую линию, параллельную оси абсцисс. Точка пересечения данной прямой с правой частью кривой тяговой характеристики определит максимальную возможную скорость v_{\max} равномерного движения танка в заданных условиях (рис. 40), при которой $f_c = f_d$.

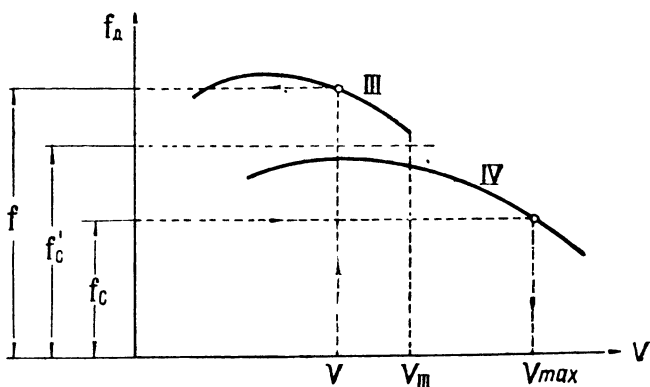


Рис. 40

Если прямая, проведенная параллельно оси абсцисс и характеризуемая значением коэффициента f'_c , не пересечет кривую тяговой характеристики, а, например, пройдет несколько ниже кривой тяговой характеристики на III передаче (см. рис. 40), то максимальную скорость танка при данном суммарном сопротивлении движению и при наличии регулятора у двигателя можно принять равной максимальной скорости на III передаче — v_{III} .

При этом двигатель будет работать не с полной подачей топлива, а на регуляторной части характеристики. Таким образом, в заданных условиях движения нельзя использовать полную мощность двигателя.

Задача № 2. Определить сопротивление, которое может преодолеть танк на данной передаче и скорости при равномерном движении.

Согласно условию возможны три случая движения: а) на горизонтальном участке; б) на подъеме; в) с прицепом.

В соответствии со сказанным поставленная задача сводится к решению приведенных ниже трех частных задач.

а) Определение сопротивления движению, которое может преодолеть танк на данной передаче и скорости, двигаясь равномерно по горизонтальному участку местности.

На оси абсцисс тяговой характеристики (см. рис. 40) из точки, соответствующей заданной скорости движения v , восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с кривой удельной силы тяги на заданной передаче (например, на III). Значение удельной силы тяги f_d в точке пересечения определит величину искомого коэффициента сопротивления движению, т. е. $f_d = f$. Сила сопротивления движению будет равна

$$R = fG.$$

б) Определение максимального угла подъема, преодолеваемого танком на данной передаче и скорости при равномерном движении по пути с коэффициентом сопротивления качению f .

Из тяговой характеристики по заданному значению скорости и передачи определяют f_d . С другой стороны,

$$f_d = f_c = f \cos \alpha + \sin \alpha.$$

Это уравнение решается методом последовательного приближения при предположении, что в первом приближении $\cos \alpha = 1$, т. е.

$$f_d = f + \sin \alpha_1,$$

откуда

$$\alpha_1 = \arcsin (f_d - f).$$

Во втором приближении, которое оказывается достаточным, имеем

$$f_d = f \cos \alpha_1 + \sin \alpha_2.$$

Из последнего выражения находим значение максимального угла подъема, который преодолеет танк в заданных условиях движения

$$\alpha_2 = \alpha_{\max} = \arcsin (f_d - f \cos \alpha_1).$$

В большинстве случаев угол α можно находить, пользуясь лишь первым приближением, так как при малых углах косинус незначительно отличается от единицы, а при больших углах величина $f \cos \alpha$ мала по сравнению с величиной $\sin \alpha$.

в) Определение силы сопротивления на крюке, которую может преодолевать танк, двигаясь равномерно на заданной передаче, скорости движения, подъеме с углом α и пути с коэффициентом сопротивления качению f .

Очевидно, что сила сопротивления на крюке будет равна

$$R_{кр} = P_d - R_c = (f_d - f_c) G.$$

Значение f_d берется из тяговой характеристики.

§ 3. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ ТАНКОВ ПО ТЯГОВЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Кроме решения изложенных выше задач, путем сопоставления (наложения) тяговых характеристик различных танков можно проводить сравнительную оценку их тяговых качеств.

Тот танк, у которого при данной скорости движения удельная сила тяги больше, обладает и более высокими тяговыми качествами на этом скоростном режиме.

В то же время следует указать, что анализ тяговых характеристик выполненных машин показывает иногда чрезмерное увеличение значений сил тяги на I передаче за счет увеличения передаточного числа трансмиссии, которые не могут быть реализованы по условиям сцепления гусениц с грунтом.

В самом деле, поскольку сила тяги по сцеплению определяется зависимостью $P_{сц} = \varphi N = \varphi G_{сц}$, для реализации развиваемой силы тяги по двигателю необходимо соблюдение условия $\varphi \geq f_d$.

Если через φ на тяговой характеристике (рис. 41) обозначим максимальное значение коэффициента сцепления гусениц с грунтом для реально встречающихся дорожных условий, то, очевидно, сила тяги по двигателю на I передаче, равная $P_{д1} = f_{д1} G$, не может быть получена из-за ограничений по сцеплению гусениц с грунтом.

В данном случае будем иметь завышенное значение удельной силы тяги на I передаче, что нерационально, так как при ступенчатых трансмиссиях оно достигается, как правило, путем увеличения числа пар зубчатых колес в коробке передач, т. е. усложнением конструкции, и приводит к снижению скорости танка на данной передаче.

Иногда встречаются крайности другого порядка, ясно обнаруживаемые при рассмотрении тяговой характеристики, а именно: чрезмерное уменьшение значений f_d на высшей передаче. Это получается в результате желания создать танк с высокой максимальной скоростью без реального учета тех сопротивлений движению, которые встречаются в условиях эксплуатации, вследствие чего движение на высшей передаче практически оказывается невозможным.

Часто тяговые качества машины оценивают по удельной мощности танка, равной отношению максимальной мощности двигателя к весу танка в тоннах

$$N_{уд} = \frac{N_{емax}}{G} \frac{\text{л. с.}}{т}.$$

Если не учитывать затрат мощности в самой моторной установке при оборотах n_N , т. е. величину, которая отличает свободную

мощность $N_{дN}$ от максимальной эффективной мощности двигателя $N_{еmax}$, то из выражения удельной силы тяги по двигателю (27) видно, что значения f_d при максимальных скоростях движения на каждой передаче прямо пропорциональны удельной мощности танка. Поэтому можно считать, что, при прочих равных условиях, чем выше удельная мощность танка, тем выше его тяговые качества.

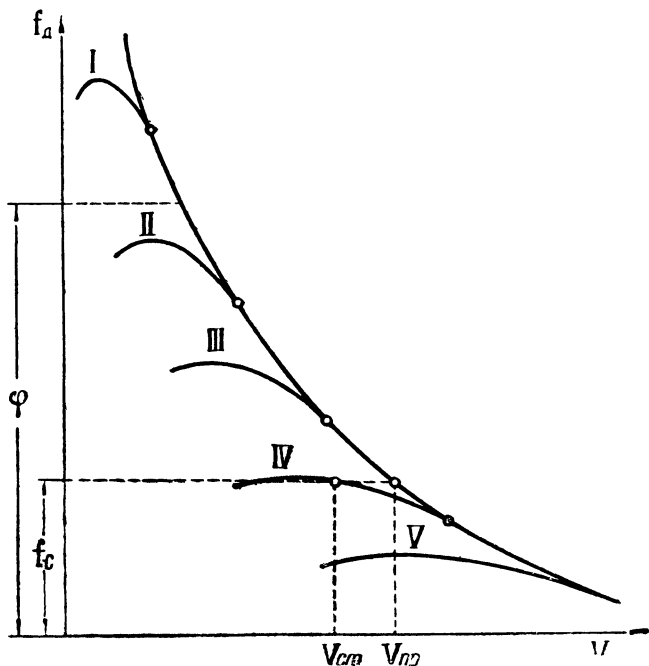


Рис. 41

Однако не следует забывать, что сама по себе величина удельной мощности не только не характеризует протекания кривой тяговой характеристики в пределах каждой передачи, но и не определяет также и рациональность разбивки всей гаммы передач между собой, что значительно сужает значение рассматриваемого параметра в оценке тяговых качеств танка.

Наиболее рациональной тяговой характеристикой танка в отношении использования мощности двигателя и достижения максимальной средней скорости в разнообразных условиях движения является так называемая прогрессивная характеристика, при которой в зависимости от изменения внешнего сопротивления происходит непрерывное изменение передаточного отношения трансмиссии, а значит, и скорости движения танка, в то время как мощность двигателя остается постоянной. Поэтому с целью выявления тяговых качеств танков целесообразно тяговые характери-

стики танков со ступенчатыми трансмиссиями сравнивать с прогрессивной характеристикой. На рис. 41 наряду с тяговой характеристикой танка со ступенчатой трансмиссией нанесена прогрессивная тяговая характеристика танка, причем при их построении принято, что к. п. д. танка η_T одинаков в обоих случаях и остается постоянным во всем диапазоне изменения скоростей и тяговых усилий.

Удельные мощности танков также приняты одинаковыми. Поскольку при трансмиссии с прогрессивной характеристикой с изменением скорости движения работа двигателя может осуществляться при постоянной мощности, значения удельных сил тяги с учетом постоянства к. п. д. танка изменяются для такой трансмиссии по гиперболической зависимости

$$f_{дпр} = \frac{270N_{дN}\eta_T}{Gv} = \frac{c}{v}, \quad (29)$$

где $N_{дN}$ — свободная мощность двигателя при полной подаче топлива и оборотах n_N ;

c — постоянный коэффициент.

Таким образом, только при оборотах двигателя n_N будем иметь равенство значений удельных сил тяги ступенчатой трансмиссии и трансмиссии с прогрессивной характеристикой. При всех других оборотах двигателя удельные силы тяги для ступенчатой трансмиссии лежат ниже, так как они получаются при меньшей мощности двигателя, вследствие чего, при прочих равных условиях, средняя скорость танка с прогрессивной тяговой характеристикой будет выше.

Так, на рис. 41 видно, что при одном и том же значении коэффициента суммарного сопротивления движению f_c возможная максимальная скорость танка при ступенчатой трансмиссии ($v_{ст}$) на каждой передаче будет ниже возможной скорости при трансмиссии с прогрессивной характеристикой ($v_{пр}$), кроме движения на режиме максимальной мощности. Причем, если небольшое возрастание сопротивления движению при наличии ступенчатой трансмиссии может вызвать необходимость перехода на следующую, более низшую передачу, что приведет к дальнейшему значительному снижению скорости танка, то при прогрессивной характеристике скорость танка в этом случае снизится незначительно.

Чем больше передач в ступенчатой трансмиссии танка (при одном и том же диапазоне), тем его тяговая характеристика более приближается к прогрессивной.

Примерами трансмиссий, которые при совместной работе с двигателем внутреннего сгорания могут обеспечить получение тяговой характеристики, приближающейся к прогрессивной, являются специальные механические трансмиссии (типа Хоббса, Константиновско и др.), а также трансмиссии, в которых применяются электрические и гидравлические передачи.

Заметим, что для танков еще не создано надежной, конструктивно хорошо отработанной механической трансмиссии с прогрессивной (или приближающейся к ней) характеристикой.

Электрические передачи в качестве составных элементов танковых трансмиссий хотя и использовались в ряде случаев в прошлом, однако вследствие существенных их недостатков, о чем указывалось в главе 1, § 3, они пока не получили распространения в танках.

В то же время гидравлические (точнее, гидродинамические) передачи находят все более широкое применение в трансмиссиях колесных и гусеничных машин различного назначения, в том числе и в танках¹.

§ 4. ТОРМОЗНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТАНКА

По аналогии с тяговой характеристикой тормозной характеристикой танка называется зависимость удельной силы торможения f_T от скорости движения танка на различных передачах. Она характеризует возможности торможения танка за счет внутренних сопротивлений в его агрегатах и механизмах (без пользования остановочными тормозами) при работе двигателя в тормозном режиме.

Тормозная характеристика танка, так же как и тяговая характеристика, строится для установившихся режимов работы двигателя.

Значения удельных сил торможения f_T находят из выражения

$$f_T = \frac{R_T}{G},$$

где R_T — приведенная к гусеницам сила торможения танка, обусловленная сопротивлениями в его агрегатах и механизмах при работе двигателя в тормозном режиме;

G — вес танка.

В свою очередь сила торможения танка R_T может быть определена из уравнения

$$R_T = \frac{270N_T^{\Sigma}}{v}, \quad (30)$$

где N_T^{Σ} — суммарная мощность внутренних сопротивлений в агрегатах и механизмах танка при данной скорости движения v , равная

$$N_T^{\Sigma} = N_{дт} + N_{в} + N_{тр} + N_{х.ч.}$$

В последнем выражении

$N_{дт}$ — мощность, затрачиваемая на вращение коленчатого вала двигателя от внешнего источника энергии;

¹ Тяговый расчет танка с гидромеханической трансмиссией изложен в главе 7.

$N_{\text{в}}$ — мощность, затрачиваемая на вращение вентилятора системы охлаждения;

$N_{\text{тр}}$ — мощность, поглощаемая в трансмиссии;

$N_{\text{х.ч}}$ — мощность, поглощаемая в агрегатах ходовой части.

Очевидно, что значения силы $R_{\text{т}}$ и, следовательно, удельной силы торможения $f_{\text{т}}$ изменяются в зависимости как от скорости движения танка, так и от включенной передачи в коробке передач.

Это обусловливается тем [см. формулу (30)], что затраты мощности $N_{\text{дт}}$ на прокручивание двигателя при его работе в тормозном режиме, а также на вращение вентилятора $N_{\text{в}}$ зависят от числа оборотов коленчатого вала двигателя и не зависят от включения той или иной передачи в коробке передач танка. Таким образом, эти затраты мощности оказываются одинаковыми на всех передачах в КП при одних и тех же оборотах двигателя, тогда как скорости танка при этом различные.

В то же время с увеличением скорости танка потери мощности в ходовой части ($N_{\text{х.ч}}$) прогрессивно возрастают.

На способах определения мощностей $N_{\text{в}}$, $N_{\text{тр}}$ и $N_{\text{х.ч}}$ останавливаться не будем, поскольку эти вопросы рассматривались ранее (см. главу 2). Заметим лишь, что наиболее достоверно они могут быть определены в результате испытаний. В равной степени это относится и к определению мощности $N_{\text{дт}}$, затрачиваемой на вращение двигателя.

Внутренние сопротивления поршневых двигателей находят путем проведения лабораторных испытаний, прокручивая двигатель вхолостую (т. е. без подачи топлива) от постороннего источника энергии. При этом измеряют величину момента сопротивления двигателя $M_{\text{дт}}$ на различных скоростных режимах его работы.

Для того, чтобы полученные в результате таких испытаний данные можно было использовать для подсчета внутренних сопротивлений других двигателей такого же типа, но отличающихся от испытанного размерами, литражом и быстроходностью, поступают следующим образом.

Поскольку внутренние сопротивления у двигателей большого литража, при прочих равных условиях, конечно, больше, чем у малолитражных двигателей, поэтому от абсолютных значений моментов сопротивлений переходят к удельному сопротивлению $p_{\text{тр}}$ — среднему давлению внутренних потерь, отнесенному к единице площади поршня. При этом в расчетах пользуются такими известными соотношениями:

— для четырехтактных двигателей

$$N_{\text{дт}} = \frac{M_{\text{дт}} n}{716,2} = \frac{p_{\text{тр}} V_{\text{дт}} n}{900},$$

откуда

$$p_{\text{тр}} = \frac{900 M_{\text{дт}}}{716,2 V_{\text{дт}}} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

— для двухтактных двигателей

$$p_{\text{тр}} = \frac{450 M_{\text{дт}}}{716,2 V_{\text{л}}},$$

где $p_{\text{тр}}$ — среднее давление внутренних потерь двигателя в кг/см^2 ;
 $V_{\text{л}}$ — рабочий объем цилиндров (литраж) двигателя в л .

Кроме того, для каждого значения $p_{\text{тр}}$ по числу оборотов n двигателя находят соответствующую среднюю скорость поршня

$$v_{\text{п}} = \frac{S_{\text{п}} n}{30} \frac{\text{м}}{\text{сек}},$$

где $S_{\text{п}}$ — ход поршня в м .

В результате такой обработки экспериментальных данных получают графическую или аналитическую зависимость $p_{\text{тр}} = f(v_{\text{п}})$ которой и пользуются для определения внутренних сопротивлений двигателей, аналогичных по типу.

С достаточной для практики точностью зависимость средних давлений внутренних потерь от средней скорости поршня может быть представлена [7] в таком виде:

$$p_{\text{тр}} = a + b v_{\text{п}} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Заметим, что линейная зависимость между $p_{\text{тр}}$ и $v_{\text{п}}$ может быть принята лишь в определенном диапазоне изменения скорости вращения коленчатого вала двигателя (и, следовательно, $v_{\text{п}}$) от какого-то минимального значения $n_{\text{мин}}$ до $n_{\text{макс}}$, так как с дальнейшим уменьшением числа оборотов двигателя от $n_{\text{мин}}$ до полной его остановки наблюдается увеличение значений $p_{\text{тр}}$. Поскольку рассматриваемое значение оборотов двигателя $n_{\text{мин}}$ невелико, сопротивление двигателя в интервале изменения скорости вращения коленчатого вала от 0 до $n_{\text{мин}}$ обычно не определяется.

Таким образом, зная зависимость $p_{\text{тр}} = f(v_{\text{п}})$, можно легко подсчитать затраты мощности на прокручивание коленчатого вала двигателя при работе последнего в тормозном режиме по формулам:

— для четырехтактных двигателей

$$N_{\text{дт}} = \frac{p_{\text{тр}} V_{\text{л}} n}{900};$$

— для двухтактных двигателей

$$N_{\text{дт}} = \frac{p_{\text{тр}} V_{\text{л}} n}{450}.$$

По результатам испытаний, проведенным автором совместно с доцентом Я. П. Комыховым, зависимость среднего давления внут-

ренных потерь от скорости поршня для двигателя типа В-2, представленная в виде графика на рис. 42, в диапазоне изменения скорости вращения коленчатого вала двигателя от 500 до 2000 об/мин можно определять по формуле

$$p_{\text{тр}} = 0,65 + 0,062 v_n \text{ кг/см}^2. \quad (31)$$

Для представления о распределении затрат мощности по основным видам сопротивлений в моторно-трансмиссионной установке при работе двигателя в тормозном режиме на рис. 43 приведен график баланса тормозной мощности силовой передачи отечественного среднего танка. Он показывает относительные потери мощности на прокручивание двигателя $N_{\text{дт}}$, вентилятора $N_{\text{в}}$ и в трансмиссии $N_{\text{тр}}$ в зависимости от числа оборотов двигателя. При этом общие потери мощности в моторно-трансмиссионной установке танка при $n = 2000$ об/мин приняты равными 100%.

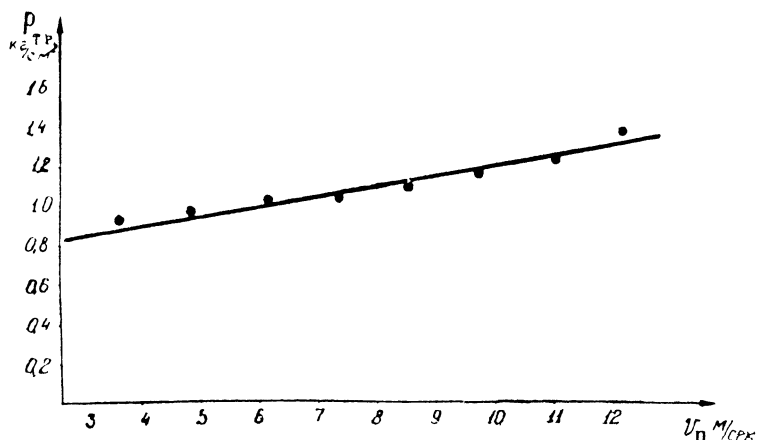


Рис. 42

После того как определена суммарная мощность внутренних сопротивлений $N_{\text{т}}^{\Sigma}$ на различных скоростных режимах, по формуле (30) легко найти соответствующие значения $R_{\text{т}}$, а по ним и величины удельных сил торможения танка $f_{\text{т}}$ на различных передачах в КП танка при изменении числа оборотов двигателя от n_{min} до n_{max} . Эти данные позволяют построить тормозную характеристику танка.

На рис. 44 приведена тормозная характеристика среднего танка, полученная для одной из передач экспериментальным путем на спе-

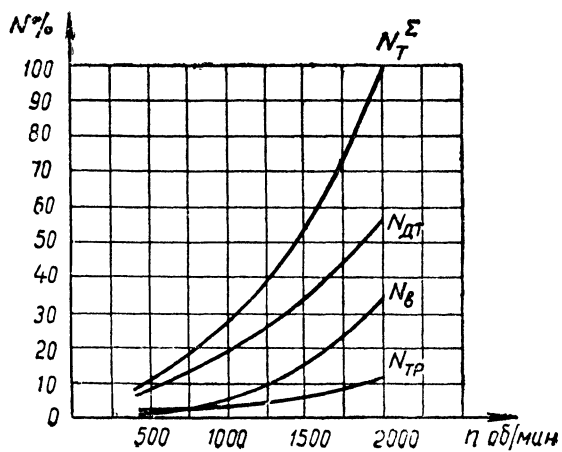


Рис. 43

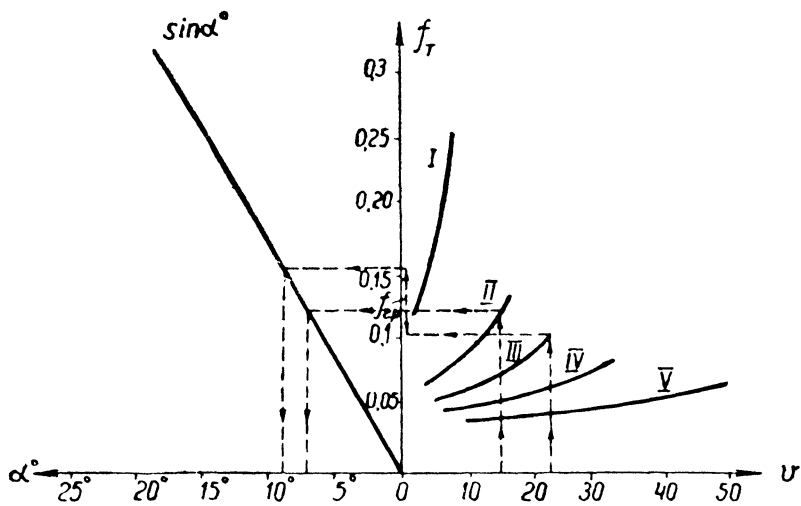


Рис. 44

циальном стенде и перестроенная для других передач КП расчетным способом.

Посредством тормозной характеристики можно быстро определять значения углов длительных спусков, преодолеваемых танком при работе двигателя в тормозном режиме без применения остановочных тормозов. Такой способ преодоления крутых длительных спусков наиболее целесообразен, так как он весьма надежен, не требует большой затраты мускульной энергии механика-водителя; исключает повышенный износ и перегрев фрикционных элементов тормозов, обеспечивает устойчивое прямолинейное движение на спуске вследствие жесткой блокировки гусеничных обводов между собой.

Рассматривая равномерное движение танка на спуске при торможении двигателем, спроектируем все действующие на танк внешние силы на продольную ось, параллельную поверхности пути (рис. 45).

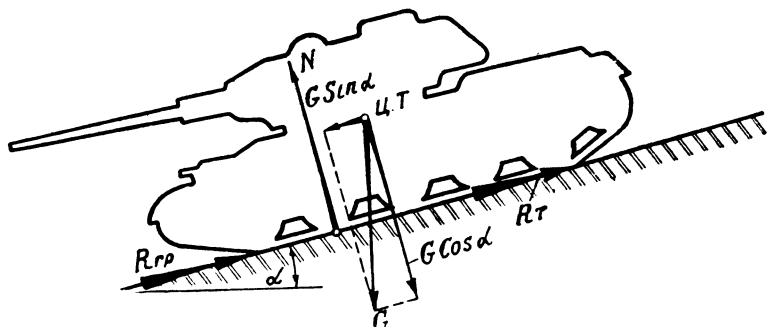


Рис. 45

Очевидно, при этом получим

$$R_T + R_{gp} - G \sin \alpha = 0,$$

где $R_{gp} = f_{gp} G \cos \alpha$,

откуда

$$\sin \alpha = f_T + f_{gp} \cos \alpha. \quad (32)$$

Не допуская существенной погрешности, во многих случаях можно принимать $\cos \alpha = 1$.

Тогда из уравнения (32) будем иметь

$$\alpha = \arcsin (f_T + f_{gp}). \quad (32a)$$

Без учета сопротивления грунта угол равномерно преодолеваемого танком спуска при торможении двигателем будет равен

$$\alpha' = \arcsin f_T. \quad (32b)$$

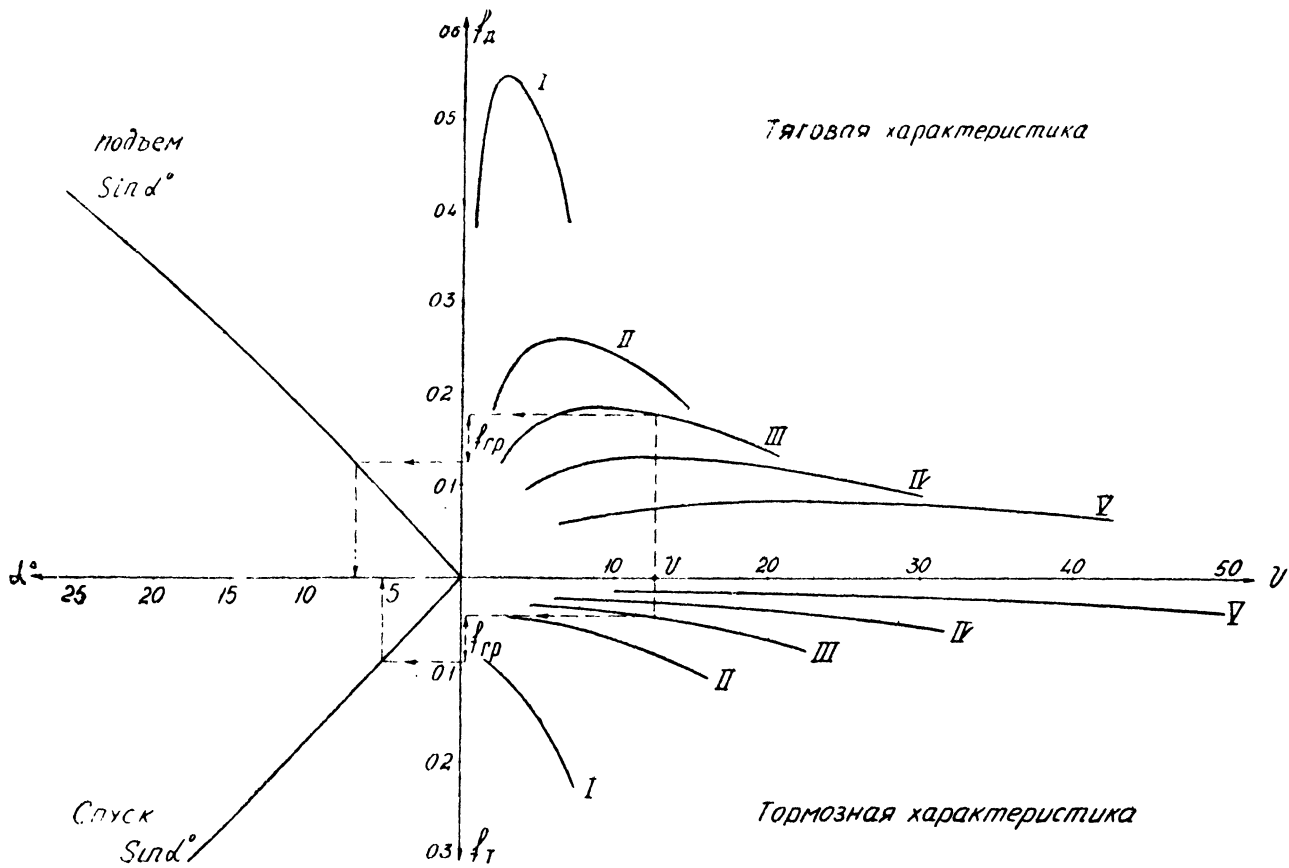


Рис. 46

На рис. 44 показан пример определения по тормозной характеристике угла спуска, преодолеваемого танком на II передаче при $v = 15 \text{ км/ч}$, только за счет внутренних сопротивлений машины при торможении двигателем, для чего используется выражение (32б).

На той же характеристике показано определение максимально преодолеваемого угла спуска на III передаче (при максимальных оборотах двигателя) с учетом сопротивления грунта движению танка. В этом случае используется выражение (32а).

На том же рисунке слева от тормозной характеристики нанесена кривая значений $\sin \alpha$, необходимая для определения углов спуска графическим способом. По оси абсцисс влево отложены углы α в градусах. Все построения ясны из рисунка и не требуют каких-либо дополнительных пояснений.

Если необходимо определить угол α более точно, то следует воспользоваться уравнением (32), решая его методом последовательного приближения (см. § 2 этой главы).

На рис. 46 приведена обобщенная характеристика танка, представляющая собой совмещение тяговой и тормозной характеристик и позволяющая оценивать тяговые свойства танка при работе двигателя в ведущем и тормозном режимах. На этом рисунке показано, как нужно пользоваться обобщенной характеристикой при определении преодолеваемых машиной углов подъема и спуска в заданных условиях движения (скорость танка, передача в КП и значение коэффициента $f_{\text{гр}}$).

§ 5. ПРИЕМИСТОСТЬ ТАНКА

Движение танка на поле боя и на маршах характеризуется частыми изменениями скорости, что определяется условиями его использования.

Применительно к боевым условиям, чем быстрее танк будет совершать разгон до требуемой скорости, возможной по запасу его удельной мощности, тем он менее уязвим от поражения огневыми средствами противника. Поэтому время разгона танка может являться некоторым критерием оценки его неуязвимости на поле боя.

При движении на марше, совершаемом, как правило, в колоннах, продолжительность и путь разгона и торможения каждого танка оказывают влияние на растяжку колонны и на среднюю скорость движения танков.

При движении танков на определенном расстоянии друг за другом водитель каждого танка, будучи уверенным в интенсивности торможения, не будет бояться развивать высокую скорость, что скажется как на достижении более высокой средней скорости движения, так и на сокращении дистанции между машинами.

Следовательно, одним из весьма важных динамических качеств танка является его приемистость — способность танка изменять скорость своего движения.

Приемистость танка оценивается: а) ускорением при разгоне; б) временем разгона; в) длиной пути разгона; г) отрицательным ускорением (замедлением) при торможении; д) временем торможения; е) длиной пути торможения.

Характеристиками разгона являются графики зависимости скорости и пути разгона танка на различных передачах от времени разгона, а также значения ускорений танка на различных передачах в зависимости от скорости движения.

Интенсивность торможения танка наиболее часто оценивают длиной пути торможения. Чем меньше время разгона и путь торможения, тем лучше приемистость машины.

Рассмотрим разгон танка с наиболее часто встречающейся ступенчатой механической трансмиссией при наличии главного фрикциона.

Все приведенные ниже рассуждения и условия остаются справедливыми и для трансмиссий с планетарными коробками передач, у которых функции главного фрикциона при переключениях передач выполняют управляемые фрикционные элементы предыдущей и последующей передач в коробке.

1. Процесс разгона танка со ступенчатой коробкой передач

Трогание с места и разгон танка протекают следующим образом.

При работающем двигателе и включенной передаче, выбранной по условиям движения, водитель плавно включает выключенный перед этим главный фрикцион.

Для того, чтобы не произошло заглохания двигателя, работающего перед включением фрикциона на холостом ходу, водителю также необходимо одновременно с отпуском педали главного фрикциона плавно увеличивать подачу топлива в двигатель. Начало трогания танка с места произойдет при равенстве возрастающего с отпуском педали момента трения M_{τ} , передаваемого главным фрикционом, моменту M_r от всех сил сопротивления движению танка, приведенных к ведомым деталям фрикциона.

До наступления указанного равенства моментов M_{τ} и M_r происходит буксование дисков трения главного фрикциона при неподвижном танке.

С дальнейшим отпуском педали фрикциона момент трения продолжает увеличиваться до максимального расчетного значения при полностью включенном фрикционе.

Несмотря на то, что передаваемый при полностью включенном фрикционе момент трения, как правило, значительно больше приведенного к ведомым деталям фрикциона момента сопротивления движению, некоторое время еще продолжается буксование дисков трения фрикциона вследствие того, что, помимо момента M_r , к ведомым дискам в это время приложен также приведенный к ним инерционный момент всех вращающихся деталей от фрикциона до гусениц, а также от самого танка, возникающий при его ускоренном движении.

Вследствие буксования дисков трения момент, передаваемый фрикционом, остается постоянным, а обороты двигателя — снижаются, так как $M_d < M_T$. Через некоторое время наступает равенство угловых скоростей ведущих и ведомых деталей фрикциона, после чего они вращаются как одно целое.

Начиная с этого момента, угловая скорость всех деталей фрикциона возрастает до величины, определяемой заданным водителем режимом работы двигателя по оборотам.

Рассмотренный выше процесс разгона танка представлен на графике (рис. 47), по оси абсцисс которого отложено время t , а по оси ординат — угловая скорость деталей фрикциона и момент M_T , передаваемый фрикционом.

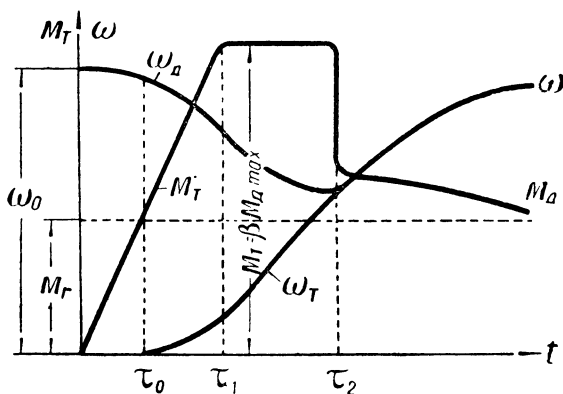


Рис. 47

Поскольку в трансмиссии рассматриваемого типа существует жесткая кинематическая связь между коленчатым валом двигателя и ведущими деталями главного фрикциона, угловую скорость коленчатого вала примем¹ равной угловой скорости ведущих деталей фрикциона, которую обозначим через ω_d . Будем также считать, что к ведущим деталям фрикциона приложен свободный крутящий момент двигателя M_d .

Как известно, развиваемые двигателем на неустановившихся режимах моменты несколько меньше таковых при тех же оборотах, но в условиях работы на установившихся режимах. В то же время для двигателей, как правило, известны лишь внешние характеристики, которые снимаются на установившихся режимах. Поэтому, чтобы не вводить новых обозначений и не усложнять выкладки, в дальнейшем, при рассмотрении разгона танка, будем пользоваться

¹ Иногда по компоновочным и другим соображениям между двигателем и главным фрикционом устанавливают редуктор, однако излагаемый принцип расчета от этого не меняется, так как установка редуктора может учитываться введением соответствующего передаточного отношения.

величинами свободных моментов M_d двигателя, поступающих в трансмиссию при работе двигателя по внешней характеристике. В тех же случаях, когда будет известна зависимость протекания момента двигателя по оборотам на неустановившихся режимах, учесть уменьшение значений M_d в процессе разгона можно будет непосредственно при пользовании выведенными ниже расчетными формулами.

Угловую скорость ведомых деталей фрикциона обозначим через ω_r .

Включение фрикциона (см. рис. 47) начинается при $t = 0$ (в начале координат) и заканчивается при $t = \tau_1$.

Протекание процесса включения фрикциона определяется закономерностью отпуская педали, т. е. зависит от индивидуальной особенности водителя. Поэтому с равным основанием, но упрощая график, можем принять, что изменение момента трения фрикциона при его включении происходит по линейному закону. Как видно из графика, при равенстве момента, передаваемого фрикционом, и момента M_r , приведенного к его ведомым деталям от всех сил сопротивления движению танка, начинается трогание танка с места, которое происходит при $t = \tau_0$.

С этого времени начинается ускоренное вращение ведомых деталей фрикциона и, следовательно, ускоренное движение танка при одновременном снижении угловой скорости коленчатого вала двигателя.

После полного включения фрикциона некоторое время продолжается процесс выравнивания угловых скоростей его ведущих и ведомых деталей, заканчивающийся при $t = \tau_2$.

В дальнейшем происходит ускоренное вращение всех деталей главного фрикциона и ускоренное движение танка, продолжающееся до достижения заданных оборотов двигателя.

В процессе снижения угловой скорости двигателя ω_d момент, передаваемый фрикционом, больше момента, развиваемого двигателем за счет действия инерционного момента вращающихся масс, кинематически связанных с коленчатым валом (в основном маховика, вентилятора и ведущих деталей фрикциона). После выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых деталей фрикциона неизбежно резкое снижение передаваемого им момента, так как инерционный момент деталей, связанных с коленчатым валом, будет уже уменьшать подводимый к ведомым частям фрикциона момент двигателя.

Однако от времени τ_2 и до конца разгона момент, передаваемый от двигателя, должен быть больше момента M_r от сил сопротивления движению танка, приведенного к ведомым деталям фрикциона, для преодоления инерционных моментов от сил инерции масс танка, участвующих как в переносном (поступательном), так и в относительном (вращательном) движении. Только в конце разгона наступит равенство

$$M_d = M_r.$$

В применяемом в настоящее время методе сравнительной оценки тяговых качеств танков в процессе разгона, чтобы исключить индивидуальные свойства водителя, проявляющиеся при включении главного фрикциона и при подаче в это время топлива в двигатель, при построении графиков разгона принимают следующие допущения:

- 1) включение главного фрикциона происходит мгновенно;
- 2) расчетные обороты двигателя в момент включения фрикциона равны оборотам при максимальной мощности, т. е. n_M ;
- 3) момент, передаваемый фрикционом после его полного включения, не изменяется по своей величине при буксовании дисков трения и равен

$$M_r = \beta M_{d_{\max}},$$

где $M_{d_{\max}}$ — максимальный крутящий момент двигателя;
 β — коэффициент запаса фрикциона;

- 4) момент, подводимый от двигателя при буксовании дисков трения фрикциона, остается постоянным.

Из последних двух допущений следует, что угловые скорости ведущих и ведомых деталей фрикциона в процессе буксования изменяются по прямолинейному закону.

В соответствии с принятыми допущениями трогание танка с места и разгон на данной передаче можно разбить на три этапа:

первый этап — с момента трогания танка с места после включения главного фрикциона до выравнивания угловых скоростей его ведущих и ведомых деталей;

второй этап — с момента окончания буксования дисков трения фрикциона до достижения расчетных оборотов двигателя;

третий этап — с момента выключения фрикциона после достижения расчетных оборотов двигателя n_M до включения его при переходе на следующую передачу, т. е. третий этап соответствует переходу с одной передачи на другую.

Фактически третий этап является этапом «затухающего» движения танка, когда он двигается по инерции, преодолевая сопротивление движения.

При разгоне на следующей передаче перечисленные выше этапы повторяются с той лишь разницей, что ведомые детали фрикциона в момент его включения на первом этапе будут уже иметь угловую скорость, соответствующую скорости движения танка в конце третьего этапа на предыдущей передаче.

Чтобы чрезмерно не усложнять индексацию ряда величин, характеризующих разгон и различающихся между собой значениями на каждой передаче в трансмиссии, рассмотрим процесс разгона безотносительно к номеру включенной передачи, а изменение этих величин в зависимости от включения той или иной передачи будем отмечать по ходу изложения.

2. Первый этап разгона

Для определения ускорения танка на первом этапе разгона воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии системы в дифференциальной форме [см. уравнение (18)], причем применим ее для танка как для системы, начиная с ведомых деталей главного фрикциона. Последнее обстоятельство, не внося ошибки, позволяет значительно упростить решение поставленной задачи, так как иначе пришлось бы дополнительно учитывать работу буксования фрикциона и изменение кинетической энергии деталей, жестко связанных с двигателем в их относительном движении за то же время.

На основании выведенных в главе 4 выражений кинетическая энергия танка до ведомых деталей фрикциона включительно, т. е. как бы при выключенном главном фрикционе, может быть записана так:

$$T = \delta_0 \frac{mv^2}{2}.$$

Дифференциал кинетической энергии танка будет равен

$$dT = \delta_0 m v dv.$$

Во время буксования главного фрикциона на его ведомые части и от них далее в трансмиссию передается крутящий момент, равный максимальному моменту трения фрикциона

$$M_T = \beta M_{\text{лmax}}.$$

В соответствии со сказанным элементарная работа движущих сил dW_1 определится выражением

$$dW_1 = \beta M_{\text{лmax}} d\varphi_T,$$

где $d\varphi_T$ — угол поворота ведомых деталей главного фрикциона за время dt .

Элементарная работа силы тяжести танка за время dt будет

$$dW_2 = \mp G \sin \alpha dx^*.$$

Элементарная работа всех внутренних и внешних сил сопротивления движению за то же время определится выражением

$$dW_3 = dW_3' + dW_3'' = -(1 - \eta_T) \beta M_{\text{лmax}} d\varphi_T - fG \cos \alpha dx.$$

Очевидно, что

$$d\varphi_T = \frac{dx}{r_{\text{в.к}}} i_{\text{тп}},$$

где dx — путь, пройденный танком за время dt (без учета буксования гусениц).

* Знак минус соответствует движению на подъеме, знак плюс — движению на спуске.

Подставляя значения dT , dW_1 , dW_2 , dW_3 в уравнение изменения кинетической энергии танка, с учетом проведенных преобразований получим

$$\delta_0 m v dv = \frac{\beta M_{\text{дmax}} \eta_{\text{Г}} i_{\text{Гр}} dx}{r_{\text{в.к}}} G \sin \alpha dx - fG \cos \alpha dx.$$

Разделив обе части равенства на dt и произведя сокращения на v , будем иметь

$$\delta_0 m \frac{dv}{dt} = \frac{\beta M_{\text{дmax}} \eta_{\text{Г}} i_{\text{Гр}}}{r_{\text{в.к}}} - (\sin \alpha + f \cos \alpha) G.$$

Так как

$$\frac{M_{\text{дmax}} \eta_{\text{Г}} i_{\text{Гр}}}{r_{\text{в.к}}} = P_{\text{дmax}},$$

где $P_{\text{дmax}}$ — максимальное значение силы тяги по двигателю на данной передаче,

то после некоторых преобразований уравнение изменения кинетической энергии танка примет вид

$$\ddot{x}_1 = \frac{g}{\delta_0} (\beta f_{\text{дmax}} - f_c) = \text{const}, \quad (33)$$

где \ddot{x}_1 — ускорение танка на первом этапе разгона; $\ddot{x}_1 = \frac{dv}{dt}$;

$f_{\text{дmax}}$ — максимальное значение удельной силы тяги танка на данной передаче; $f_{\text{дmax}} = \frac{P_{\text{дmax}}}{G}$.

Как следует из формулы (33), движение танка на первом этапе разгона будет равноускоренным и определится уравнением

$$v = 3,6 \ddot{x}_1 t \text{ км/ч}, \quad (34)$$

где t — текущее значение времени на первом этапе в сек.

Для определения времени буксования главного фрикциона (после его полного включения), т. е. продолжительности первого этапа разгона, и скорости танка в конце этого этапа исследуем движение коленчатого вала двигателя или, что то же самое, движение ведущих частей главного фрикциона.

Пользуясь приципом Даламбера, напишем уравнение движения ведущих деталей фрикциона, на которые действуют моменты, показанные на рис. 48,

$$M_{\text{д}} + I_{\text{д.о}} \ddot{\phi}_{\text{д}} = \beta M_{\text{дmax}},$$

где $M_{\text{д}}$ — крутящий момент двигателя;

$I_{\text{д.о}}$ — суммарный, приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции деталей, кинематически жестко

связанных с валом двигателя при выключенном состоянии главного фрикциона (маховика двигателя, ведущих деталей фрикциона и др.);

$\ddot{\varphi}_д$ — угловое замедление ведущих деталей фрикциона.

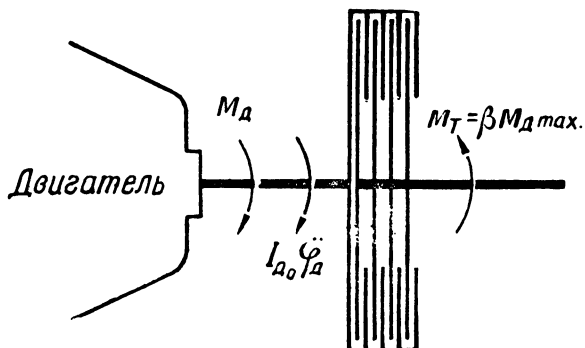


Рис. 48

Считая, согласно принятому ранее допущению, что во время буксования фрикциона

$$M_д = \text{const} = M_{дmax},$$

получим

$$\ddot{\varphi}_д = \ddot{\varphi}_{д1} = \frac{(\beta - 1) M_{дmax}}{I_д} = \text{const}, \quad (35)$$

т. е. на первом этапе разгона происходит равнозамедленное вращение ведущих деталей главного фрикциона, определяемое уравнением

$$\omega_д = \omega_0 - \ddot{\varphi}_{д1} t, \quad (36)$$

где ω_0 — начальная угловая скорость ведущих деталей фрикциона при его включении, соответствующая, согласно принятым ранее условиям, расчетным оборотам n_N двигателя.

Угловое ускорение ведомых деталей фрикциона на первом этапе будет

$$\ddot{\varphi}_{т1} = \frac{\ddot{x}_1 i_{тп}}{r_{в.к}} = \text{const}. \quad (37)$$

Откуда выражение угловой скорости ведомых деталей на этом этапе определится уравнением

$$\omega_т = \ddot{\varphi}_{т1} t. \quad (38)$$

Поскольку в конце буксования дисков главного фрикциона угловые скорости ведущих и ведомых деталей будут равны, совместное решение уравнений (36) и (38) относительно t позволяет определить продолжительность первого этапа разгона t_1

$$t = t_1 = \frac{\omega_0}{\ddot{\varphi}_{д_1} + \ddot{\varphi}_{т_1}}.$$

Зная t_1 , по формуле (34) можно определить значение поступательной скорости танка в конце первого этапа

$$v_1 = 3,6 \frac{\ddot{x}_1 \omega_0}{\ddot{\varphi}_{д_1} + \ddot{\varphi}_{т_1}} \frac{\text{км}}{\text{ч}}.$$

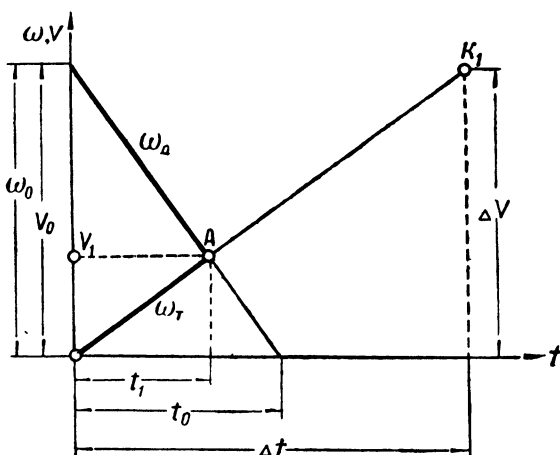


Рис. 49

На рис. 49 приведено построение графика разгона на первом этапе. По оси ординат в определенных масштабах отложены угловая скорость деталей фрикциона и скорость движения танка, а по оси абсцисс — время.

Как следует из графика, равенство угловых скоростей ведомых и ведущих деталей фрикциона, т. е. конец первого этапа разгона, можно определить графически как пересечение двух прямых линий, соответствующих уравнениям угловых скоростей ведущих и ведомых деталей фрикциона. Практически это удобно делать следующим образом. Имея в виду, что на первом этапе танк движется равноускоренно и в рассматриваемом случае график строится при трогании танка с места, скорость его движения можно определить зависимостью (34). Задаваясь произвольно временем Δt (допустим, 1–2 сек), определим скорость танка Δv в конце времени Δt .

Очевидно, что

$$\Delta v = 3,6 \ddot{x}_1 \Delta t.$$

Определив по координатам Δt и Δv точку K_1 , проводим через нее и начало координат прямую, которая представляет собой уравнение поступательной скорости танка (или угловой скорости ведомых деталей фрикциона) на первом этапе.

Чтобы провести прямую, представляющую уравнение угловой скорости ведущих деталей фрикциона, нужно знать положение двух точек. Одна из них лежит на оси ординат и определяется координатами $(0, \omega_0)$, другая, лежащая на оси абсцисс, найдется из уравнения (36) приравниванием нулю угловой скорости ведущих деталей фрикциона ω_d , т. е. предполагая, что после включения фрикцион будет буксовать до полной остановки двигателя. Это можно осуществить, например, если затормозить танк. Тогда время t_0 до остановки ведущих деталей фрикциона (двигателя), если на них будет действовать момент фрикциона $M_T = \beta M_{d\max}$ при заторможенном танке, будет

$$t_0 = \frac{\omega_0}{\varphi_{d1}}. \quad (39)$$

Прямая, проведенная через точки $(0, \omega_0)$ и $(t_0, 0)$, характеризует закон изменения угловой скорости ведущих деталей главного фрикциона. Точка A пересечения двух прямых на рис. 49 дает возможность определить время t_1 — продолжительность первого этапа разгона и скорость v_1 танка в конце этого этапа.

Если ω_0 соответствует числу оборотов коленчатого вала двигателя n_N , то обороты двигателя в конце первого этапа n_1 можно определить из соотношения

$$n_1 = n_N \frac{v_1}{v_0}.$$

По величине n_1 можно судить о том, произойдет ли заглохание двигателя при трогании танка с места на данной передаче.

3. Второй этап разгона

Согласно выведенному ранее уравнению (206), ускорение танка при движении без прицепа равно

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta} \left(\frac{270 N_d \eta_r}{Gv} - f_c \right)$$

или, так как

$$f_d = \frac{270 N_d \eta_r}{Gv},$$

получим

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta} (f_d - f_c). \quad (40)$$

Поскольку удельная сила тяги f_d на каждой передаче является переменной в зависимости от скорости движения (см. тяговую характеристику танка), то и ускорение танка на втором этапе разгона, т. е. от конца буксования фрикциона до достижения максимальной скорости движения на данной передаче, будет переменным. Обычно для определения времени разгона на втором этапе применяют графический (приближенный) метод, пользуясь тяговой характеристикой танка. Для этого тяговую характеристику на данной передаче, начиная от скорости танка в конце первого этапа v_1 и до значения максимальной скорости v_0 , разбивают на ряд участков, принимая на каждом из них значение удельной силы тяги постоянным и равным среднему значению $f_{d\text{ср}}$ на участке (рис. 50).

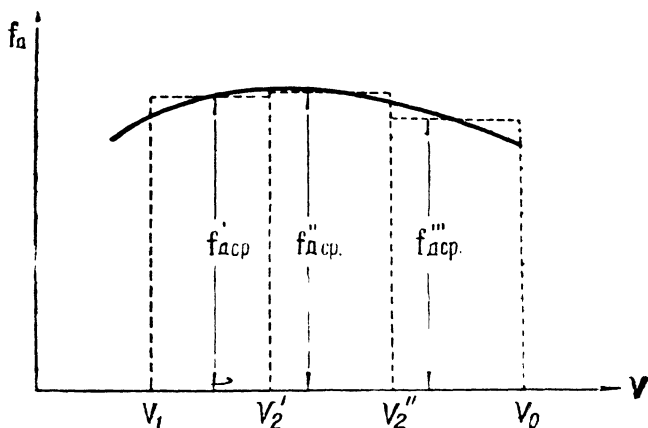


Рис. 50

На основании сказанного ускорение танка на первом участке при его разгоне от v_1 до v_2' можно считать равным

$$\ddot{x}_2' = \frac{g}{\delta} (f_{d\text{ср}}^I - f_c) = \text{const}, \quad (41)$$

где $f_{d\text{ср}}^I$ — среднее значение удельной силы тяги на этом участке.

Очевидно, что скорость танка в конце первого участка определится выражением

$$v_2' = v_1 + 3,6 \ddot{x}_2' t_2'.$$

Откуда время разгона от v_1 до v_2' будет

$$t_2' = \frac{v_2' - v_1}{3,6 \ddot{x}_2'} \text{ сек.}$$

Для определения скорости машины в конце третьего этапа, т. е. к моменту включения фрикциона, необходимо найти отрицательное ускорение танка при его замедленном движении. С этой целью воспользуемся дифференциальным уравнением (206) движения танка как системы или уравнением (40).

Поскольку в течение третьего этапа главный фрикцион находится в выключенном состоянии и мощность от двигателя к ведущим колесам не подводится, то, используя выражение (206) или (40), для рассматриваемого случая можем записать

$$\ddot{x}_3 = -f_c \frac{g}{\delta_0}, \quad (42)$$

где \ddot{x}_3 — ускорение танка на третьем этапе;

δ_0 — значение коэффициента учета вращающихся масс танка при выключенном состоянии главного фрикциона.

В уравнении (42) коэффициент f_c должен учитывать как внешние сопротивления движению, характеризующиеся углом α наклона плоскости движения к горизонту и значением коэффициента $f_{гр}$, так и сопротивления в ходовой части при движении машины по инерции, т. е.

$$f_c = f \cos \alpha \pm \sin \alpha,$$

где

$$f = f_{гр} + f_x.$$

Коэффициент f_x изменяется в зависимости от скорости. В данном случае, когда продолжительность третьего этапа весьма невелика, значение коэффициента f , а следовательно и f_c , можно принимать постоянным, пользуясь при выборе его величины данными испытаний.

Таким образом, при выполнении расчетов можно считать, что на третьем этапе разгона происходит равнозамедленное движение танка. Лишь только при разгоне на спуске вследствие действия продольной составляющей силы веса танка $G \sin \alpha$, совершающей в этом случае положительную работу, превышающую работу сил сопротивления движению, ускорение танка на третьем этапе может быть положительным.

На основании изложенного выше скорость танка в конце третьего этапа может быть определена выражением

$$v_3 = v_0 - 3,6 \ddot{x}_3 t_3, \quad (43)$$

где t_3 — продолжительность третьего этапа — время, необходимое на переход с одной передачи на другую;

v_0 — скорость танка в конце второго этапа, т. е. при расчетных оборотах двигателя n_N .

Время, потребное для переключения передач, зависит от типа трансмиссии, устройства механизма переключения передач, опытности механика-водителя и некоторых других факторов. Особенно

большое значение приобретает опытность механика-водителя при переключении передач для простых ступенчатых трансмиссий, когда длительное протекание процесса переключения передач может привести не только к значительному снижению скорости в конце третьего этапа, но даже к остановке танка или к заглоханию двигателя.

Поскольку замедление \ddot{x}_3 танка при переключении передач в процессе разгона можно для всех передач принимать в данных внешних условиях одинаковым, а в применяемых в настоящее время способах разбивки передач ступенчатых трансмиссий (см. далее) с уменьшением номера передачи уменьшается разность между максимальными скоростями танка на смежных передачах, т. е.

$$v_m - v_{m-1} > v_{m-1} - v_{m-2} > \dots > v_{II} - v_I,$$

относительное снижение скорости танка в процессе переключения передач сильно возрастает с уменьшением номера передачи. В связи с этим вероятность недопустимого снижения скорости танка (вплоть до его остановки) при переключениях передач в процессе разгона возрастает с уменьшением номера передачи.

Из приведенного выше следует: 1) максимально допустимое время на переключение передач должно обуславливаться возможностями разгона танка на низших передачах; 2) наиболее трудно при вождении танка осуществлять разгон машины при движении на низших передачах, когда скорость движения при переключении передач сильно снижается.

Чем больше сопротивление движению, тем резче снижается скорость танка на третьем этапе, вследствие чего при движении на подъемах и тяжелых грунтах особенно важно быстро переключать передачи. При установке на танк трансмиссии, оборудованной автоматическим или полуавтоматическим переключением передач, продолжительность переключения передач сводится к минимуму, общее время разгона танка сокращается, а также снижаются требования к квалификации механика-водителя в этой части.

На графике разгона (см. рис. 51) третий этап характеризуется участком $B - C$.

5. Разгон на следующей передаче

Процесс разгона на следующей передаче протекает аналогично изложенному ранее, с той лишь разницей, что в данном случае на первом этапе ведомые детали главного фрикциона уже вначале вращаются с угловой скоростью, соответствующей скорости танка v_3 в конце третьего этапа разгона на предыдущей передаче.

Скорость движения танка на первом этапе в этом случае определяется уравнением

$$v' = v_3 + 3,6\ddot{x}'_1 t,$$

где \ddot{x}'_1 — ускорение танка на первом этапе разгона на данной передаче.

Ускорение танка \ddot{x}'_1 находится по формуле (33) путем подстановки в нее значения максимальной удельной силы тяги $f_{\text{дmax}}$ на этой передаче.

Так как максимальные удельные силы тяги уменьшаются с повышением номера передачи, т. е.

$$f_{\text{дmax}_I} > f_{\text{дmax}_{II}} > f_{\text{дmax}_{III}} \text{ и т. д.,}$$

$\dot{\delta}_0$ с увеличением номера передачи уменьшается незначительно, то из сказанного выше следует, что ускорение танка на первом этапе разгона на следующей передаче будет меньше, чем на предыдущей.

График разгона на первом этапе следующей передачи строят подобно изложенному ранее (см. рис. 51). Задаваясь произвольным значением времени $\Delta t'$, определяют приращение скорости танка $\Delta v'$ за это время

$$\Delta v' = 3,6\ddot{x}'_1 \Delta t'.$$

Соединив точку K_2 с точкой C , получим прямую, которая выражает закон изменения поступательной скорости танка и закон изменения угловой скорости ведомых деталей главного фрикциона.

Проведем через точку C вертикаль, как новую ось ординат, и отложим на ней в прежнем масштабе новое значение максимальной расчетной скорости танка v_0 на рассматриваемой передаче. Очевидно, новому значению v_0 будет соответствовать значение угловой скорости ведущих деталей ω_0 , определяемой расчетными оборотами двигателя n_N , т. е. масштаб угловой скорости ведущих деталей фрикциона на следующей передаче будет иной, чем на предыдущей.

Для того чтобы провести прямую изменения угловой скорости ведущих деталей фрикциона, надо от начала новой системы координат отложить на оси абсцисс время t_0 , которое нетрудно найти, предположив, что фрикцион после включения будет буксовать до полной остановки двигателя.

Очевидно, как и ранее,

$$t_0 = \frac{\omega_0}{\ddot{\varphi}_{д1}},$$

где $\ddot{\varphi}_{д1}$ — угловое замедление ведущих деталей фрикциона, определяемое по формуле (35).

Таким образом, значение t_0 не изменяется по передачам.

Пересечение прямых, выражающих законы изменения угловых скоростей ведущих и ведомых деталей главного фрикциона на первом этапе (точка D), позволяет определить на графике продолжительность первого этапа (новое значение t_1) и скорость танка в конце этого этапа на следующей передаче.

Время t_1' может быть получено и аналитически, совместным решением системы уравнений угловых скоростей ведущих и ведомых деталей фрикциона

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \omega_0 - \ddot{\varphi}_{1,1}' t; \\ \omega_1' &= \omega_3' + \ddot{\varphi}_{1,1}' t,\end{aligned}$$

где $\ddot{\varphi}_{1,1}'$ — угловое ускорение ведомых деталей фрикциона на рассматриваемой передаче, равное

$$\ddot{\varphi}_{1,1}' = \frac{x_1 i_{\text{тр}}'}{r_{\text{в.к}}};$$

ω_3' — угловая скорость ведомых деталей фрикциона в конце третьего этапа после включения следующей передачи, равная

$$\omega_3' = \frac{v_3 i_{\text{тр}}'}{r_{\text{в.к}}}.$$

В последнем выражении

v_3 — скорость танка в конце третьего этапа на предыдущей передаче;

$i_{\text{тр}}'$ — общее передаточное отношение трансмиссии на рассматриваемой передаче.

Подставляя приведенные значения в систему начальных уравнений, приравнявая их правые части и решая относительно t , окончательно получим

$$t = t_1' = \frac{\omega_0 - \omega_3'}{\ddot{\varphi}_{1,1}' + \ddot{\varphi}_{1,1}'} \quad (44)$$

или

$$t_1' = \frac{(v_0' - v_3) i_{\text{тр}}'}{(\ddot{\varphi}_{1,1}' + \ddot{\varphi}_{1,1}') r_{\text{в.к}}}, \quad (44a)$$

где v_0' — поступательная скорость танка на рассматриваемой передаче при расчетных оборотах двигателя n_N (соответствующих значению ω_0).

Зная \ddot{x}_1' и t_1' , можно определить скорость танка в конце первого этапа на данной передаче

$$v_1' = v_3 + 3,6 \ddot{x}_1' t_1'.$$

График разгона на втором этапе данной передачи строят таким же образом, как и на предыдущей. Необходимо при этом помнить, что значения удельных сил тяги надо брать по тяговой характеристике для рассматриваемой передачи и для нее же определять значение коэффициента учета вращающихся масс δ .

Значение отрицательного ускорения на третьем этапе, необходимое для подсчета скорости танка в конце этого этапа, определяется по формуле (42).

Пользуясь построенным графиком, легко определить время разгона танка до любой скорости, а сопоставление графиков разгона различных танков позволяет оценивать их динамические качества по этому показателю.

6. Влияние различных факторов на разгон танка

Первый этап разгона

Рассмотрим влияние различных факторов на первом этапе разгона при трогании танка с места. При этом качественная сторона явления будет такой же и для процесса перехода с одной передачи на другую.

а) Влияние начальных оборотов двигателя при включении главного фрикциона. Из уравнения угловой скорости ведущих деталей фрикциона при его буксовании

$$\omega_d = \omega_0 - \ddot{\varphi}_{д1} t,$$

учитывая постоянство значения $\ddot{\varphi}_{д1}$, следует, что если включить фрикцион при меньших числах оборотов двигателя, т. е. при $\omega'_0 < \omega_0$, то, при прочих равных условиях: 1) продолжительность первого этапа уменьшается ($t'_1 < t_1$); 2) скорость танка и число оборотов двигателя в конце этапа также уменьшаются ($v'_1 < v_1$; $\omega'_1 < \omega_1$).

Влияние начальных оборотов двигателя на t_1 и ω_1 показано на рис. 52, а.

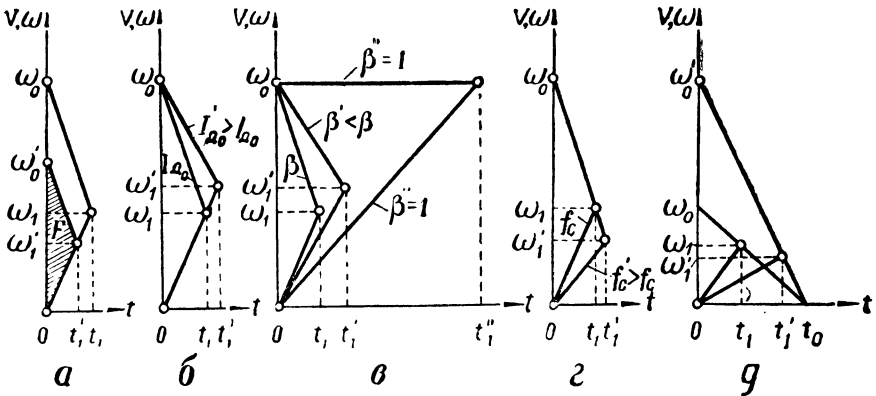


Рис. 52

Поскольку после окончания буксования фрикциона между угловой скоростью коленчатого вала двигателя и скоростью танка на каждой передаче имеется прямолинейная зависимость, то соотношения между угловыми скоростями ω_1' и ω при этом равнозначны соотношениям скоростей танка v_1' и v_1 .

Площадь F между осью ординат и прямыми линиями, представляющими уравнения угловых скоростей ведущих и ведомых деталей фрикциона, пропорциональна работе буксования фрикциона и работа буксования

$$A = M_{\tau} \varphi_{\Phi},$$

где M_{τ} — момент трения фрикциона при буксовании; $M_{\tau} = \beta M_{\text{дmax}} = \text{const}$;

φ_{Φ} — угол пробуксовки дисков фрикциона в радианах.

Очевидно, что

$$\varphi_{\Phi} = \frac{\omega_0' t_1'}{2} = F.$$

Таким образом, с уменьшением числа оборотов двигателя при включении главного фрикциона уменьшается работа буксования фрикциона, которая приводит к нагреву и износу дисков трения. Но при малых начальных оборотах двигателя в момент включения фрикциона обороты мотора могут упасть ниже минимально устойчивых и он может заглохнуть.

б) Влияние момента инерции деталей, кинематически жестко связанных с коленчатым валом двигателя ($I_{\text{д0}}$). Из уравнения (35)

$$\ddot{\varphi}_{\text{д1}} = \frac{(\beta - 1) M_{\text{дmax}}}{I_{\text{д0}}}$$

следует, что с увеличением момента инерции деталей, связанных с двигателем ($I_{\text{д0}}$), угловое замедление коленчатого вала при включении фрикциона уменьшается, что приводит к меньшей крутизне падения угловой скорости ведущих деталей на первом этапе.

На основании изложенного и рис. 52, б можно сделать выводы, что если $I'_{\text{д0}} > I_{\text{д0}}$, то: 1) время буксования фрикциона увеличивается ($t'_1 > t_1$) и, следовательно, увеличивается работа буксования; 2) скорость танка и число оборотов коленчатого вала двигателя в конце буксования будут выше ($v'_1 > v_1$; $\omega_1' > \omega_1$); 3) опасность заглохания двигателя уменьшается.

в) Влияние коэффициента запаса фрикциона β . Из уравнений (33) и (35) следует, что с увеличением коэффициента запаса фрикциона β значения $\ddot{\varphi}_{\text{д1}}$ и x_1 (а следовательно, и $\dot{\varphi}_{\text{т1}}$) возрастают.

Из рис. 52, в видно, что при $\beta > \beta'$: 1) время и работа буксования фрикциона уменьшаются; 2) скорость танка и число оборотов коленчатого вала двигателя в конце этапа уменьшаются, что увеличивает опасность заглохания двигателя.

При $\beta = \beta' = 1$ и принятых условиях значение $\ddot{\varphi}_{\text{д1}} = 0$. Опасность заглохания двигателя отсутствует, но чрезмерно возрастает

тает работа буксования фрикциона, что может привести к перегреву дисков трения. При $\beta < 1$ интенсивность разгона танка, определяемая значением ускорения \dot{x}_1 , станет еще меньше, а опасность „сжечь“ фрикцион еще больше.

Неполное включение фрикциона соответствует уменьшенному значению коэффициента β .

г) Влияние сопротивления движению. Как следует из уравнения (33), с увеличением коэффициента суммарного сопротивления движению f_c , при прочих равных условиях, уменьшается ускорение танка на первом этапе разгона \dot{x}_1 , т. е. уменьшается интенсивность его разгона (рис. 52, з).

Итак, если $f_c' > f_c$, то: 1) время и работа буксования фрикциона увеличиваются ($t_1' > t_1$); 2) скорость танка и число оборотов коленчатого вала двигателя в конце буксования фрикциона уменьшаются ($v_1' < v_1$; $\omega_1' < \omega_1$). Опасность заглохания двигателя при этом увеличивается.

д) Влияние включенной в КП передачи, на которой происходит трогание танка с места. Из уравнения (33) следует, что с увеличением номера передачи, на которой происходит трогание танка с места, уменьшается интенсивность разгона (значение \dot{x}_1) на первом этапе, так как влияние уменьшения величины удельной силы тяги $f_{\text{дmax}}$ сказывается в большей степени, нежели некоторое уменьшение при этом коэффициента δ_0 .

В то же время продолжительность буксования главного фрикциона до заглохания двигателя при неподвижных ведомых дисках фрикциона (значение t_0), как было показано ранее, не изменяется по передачам и остается постоянной.

На основании изложенного и графика, приведенного на рис. 52, д, следует, что с увеличением номера передачи, включенной в КП при трогании с места: 1) продолжительность первого этапа и работа буксования фрикциона увеличиваются ($t_1' > t_1$); 2) угловая скорость коленчатого вала двигателя в конце буксования фрикциона уменьшается и, следовательно, возрастает опасность заглохания двигателя.

Так как в данном случае рассматривается процесс трогания с места на различных передачах, то, принимая на рис. 52, д по оси ординат масштаб для скорости танка одинаковым для обеих передач, очевидно, будем иметь разные масштабы для угловых скоростей коленчатого вала двигателя на каждой передаче.

е) Влияние удельной мощности танка. Возрастание удельной мощности танка приводит к увеличению значения $f_{\text{дmax}}$ и по своему влиянию аналогично проведению разгона с меньшим значением коэффициента суммарного сопротивления движению танка f_c , о чем говорилось выше, т. е. разгон в этом случае проходит более интенсивно. При этом время и работа буксования фрикциона уменьшаются, а скорость танка и угловая скорость ко-

ленчатого вала двигателя в конце буксования фрикциона увеличиваются. Опасность заглохания двигателя уменьшается.

Второй этап разгона

Из выражения ускорения танка на втором этапе

$$\ddot{x}_2 = \frac{g}{\delta} (f_d - f_c)$$

следует: 1) чем больше удельная мощность танка, тем больше f_d и разгон более интенсивен; 2) чем меньше коэффициент суммарного сопротивления движению f_c и чем меньше коэффициент учета вращающихся масс танка δ , тем быстрее осуществляется разгон.

Удельная сила тяги

$$f_d = \frac{M_d i_{тр} \eta_T}{Gr_{в.к}}$$

увеличивается с уменьшением номера передачи в КП, так как при этом передаточное число трансмиссии $i_{тр}$ и к. п. д. танка η_T возрастают. Из этого, однако, еще нельзя сделать общего вывода о том, что ускорение \ddot{x}_2 танка на втором этапе всегда растет с уменьшением номера передачи в трансмиссии. Дело в том, что коэффициент учета вращающихся масс танка δ растет с увеличением $i_{тр}$ по квадратичному закону, вследствие чего ускорение танка на втором этапе разгона на I передаче иногда может быть меньше, чем на II передаче. Поэтому для более полного выявления динамических качеств танка необходимо, помимо графика разгона $v = v(t)$, строить еще кривые ускорений \ddot{x}_2 на различных передачах в КП танка в зависимости от скорости движения.

Третий этап разгона

Как уже отмечалось ранее, чем меньше продолжительность третьего этапа, т. е. время переключения передач, тем меньше падение скорости танка при переходе на следующую передачу и тем меньше, при прочих равных условиях, общее время его разгона.

В зависимости от конструкции коробки передач и приводов управления время, потребное на переключение передач, можно принимать по данным табл. 10*.

На рис. 53 приведены графики изменения скорости танка в процессе разгона в случае ступенчатой механической трансмиссии (1) и при наличии трансмиссии с прогрессивной характеристикой (2), из которых видны преимущества последней в отношении затраты времени на разгон танка до определенной скорости движения.

* В табл. 10 приведено «чистое» время, затрачиваемое на переключение передачи, без учета потерь времени на последующий разгон танка до скорости, равной ее значению в конце второго этапа разгона на предыдущей передаче.

Тип коробки передач и механизма переключения передач	Время, затрачиваемое на переключение передач, сек
Коробка с неподвижными осями и подвижными шестернями для включения передач	2÷3
Коробка с неподвижными осями и с подвижными муфтами	1,5÷2
Коробка с неподвижными осями и с синхронизаторами	1÷1,5
Планетарная коробка передач	0,5÷1
Планетарная коробка с автоматическим переключением передач	0,2÷0,5

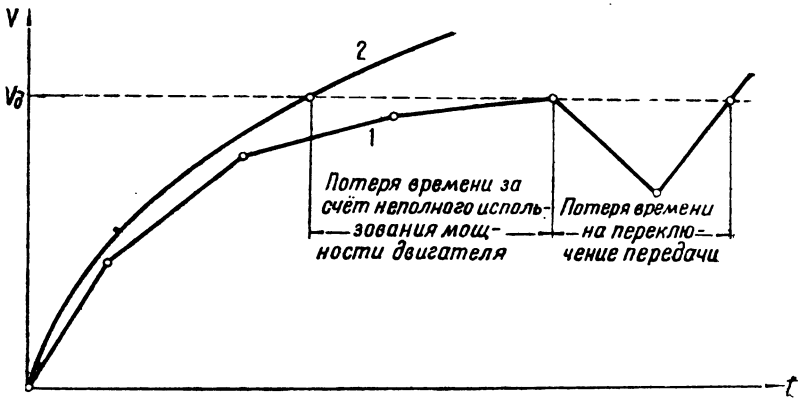


Рис. 53

Для возможности сравнения динамических качеств разных танков в процессе разгона на рис. 54 приведены графики разгона легкого (1) и среднего (2) танков, полученные экспериментальным путем на горизонтальной дороге с небольшим коэффициентом сопротивления движению. Разгон обеих машин производился при трогании с места на III передаче, причем у среднего танка (имеющего планетарные механизмы поворота) рычаги управления сначала находились в первом положении и через некоторое время после трогания были переведены в исходное положение.

Как видно из приведенного графика, уже через 18 сек после начала движения скорость легкого танка была равна 41 км/ч, а среднего — 33 км/ч.

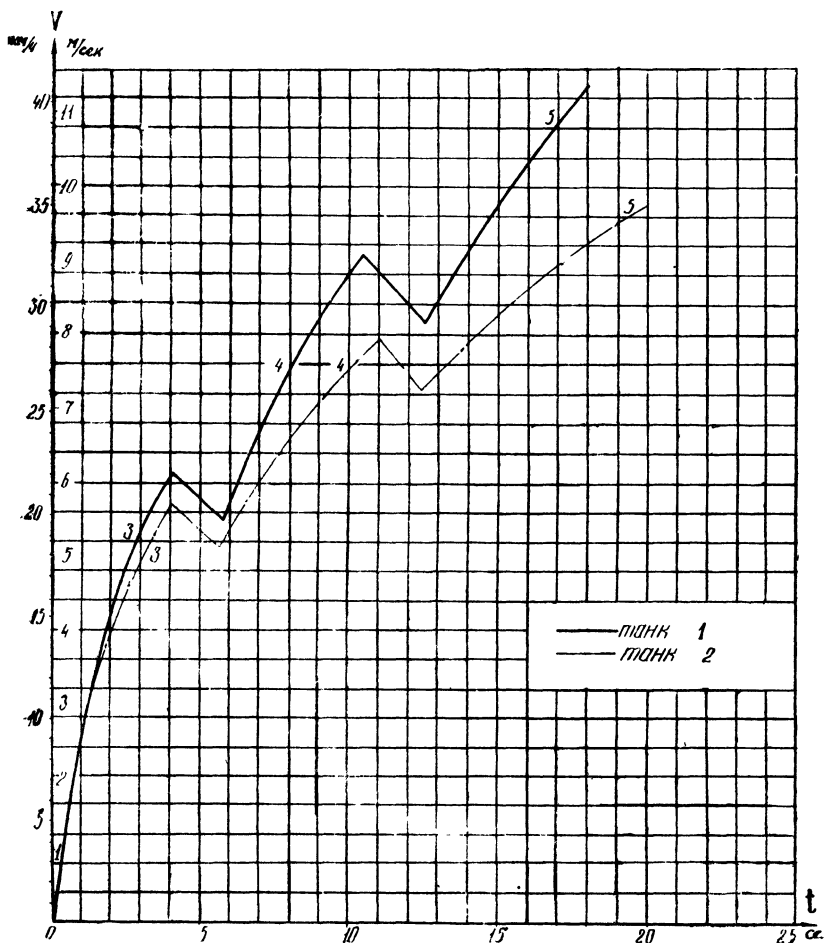


Рис. 54

7. Путь разгона танка

Пользуясь графиком разгона $v = v(t)$, можно найти путь разгона танка в интересующих нас пределах изменения скорости или времени.

Путь разгона, как принято, обозначим через S .

Из выражения скорости

$$v = \frac{dS}{dt}$$

находим, что

$$dS = v dt,$$

откуда путь танка от начала разгона до достижения заданной скорости будет

$$S = \int_{t_0}^{t_n} v dt.$$

Так как аналитической зависимости изменения скорости танка по времени в процессе его разгона не существует, то для определения пути разгона пользуются способом графического интегрирования.

Очевидно, что заштрихованная на рис. 55 элементарная площадка ΔF пропорциональна пути, пройденному танком за время Δt , так как

$$\Delta S = v \Delta t = \Delta F M(s) \text{ [м]},$$

где $M(s)$ — масштаб пути, показывающий, какому пути в метрах соответствует 1 м^2 площади графика.

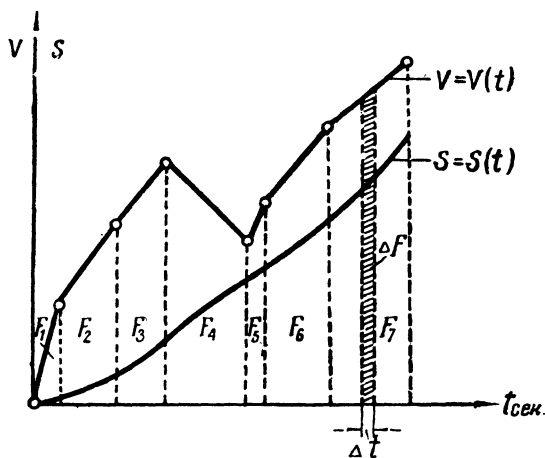


Рис. 55

На основании изложенного путь танка за время разгона будет равен

$$S = FM(s) \text{ [м]},$$

где F — площадь, ограниченная осью абсцисс, ломаной линией изменения скорости танка во время разгона и ординатами скорости в интересующих нас пределах.

В свою очередь

$$M(s) = M(v) M(t),$$

где $M(v)$ — масштаб скорости, показывающий, какому значению скорости в $м/сек$ или $км/ч$ соответствует 1 $мм$ на графике;

$M(t)$ — масштаб времени, показывающий, скольким секундам соответствует 1 $мм$ на графике.

Для упрощения подсчетов общую площадь F разбивают на ряд площадок F_i , границы которых выбирают по продолжительности отдельных этапов разгона на различных передачах (см. рис. 55).

Очевидно,

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + \dots + F_n.$$

По значениям F_i определяют путь, проходимый танком за это время,

$$S_1 = F_1 M(s);$$

$$S_2 = F_2 M(s);$$

$$\dots \dots \dots$$

Общий путь разгона танка будет

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + \dots + S_n.$$

Зная путь, проходимый танком за время t от начала разгона (он подсчитывается нарастающим итогом), строят график пути разгона по времени $S = S(t)$, приведенный на рис. 55.

Иногда график пути разгона строят не в функции времени, а в функции скорости, т. е.

$$S = S(v).$$

Методика построения этого графика аналогична изложенной выше.

Заметим, что сам по себе путь разгона до достижения определенной скорости движения еще не является достаточно полным параметром оценки приемистости танка.

В самом деле, может оказаться, что оба из сравниваемых по приемистости танков в одинаковых дорожных условиях достигают заданной скорости v за одно и то же время, тогда как пути разгона у них по величине разные. Какой же из танков в этом случае обладает лучшими динамическими качествами?

Очевидно, лучшими динамическими качествами будет обладать тот из сравниваемых танков, у которого в рассматриваемом случае будет больший путь разгона, т. е. тот танк, у которого в процессе разгона будет более высокая средняя скорость, определяемая выражением

$$v_{cp} = \frac{S}{t},$$

где S и t — путь и время разгона до заданной скорости v .

8. Торможение танка

Чем быстрее может быть заторможен танк, тем выше безопасная скорость движения и тем выше, следовательно, будет его средняя скорость.

В связи с тенденцией увеличения средних и максимальных скоростей танков обеспечение интенсивного и надежного торможения машин в разнообразных условиях движения приобретает все большее значение.

Способы снижения скорости танка при торможении, заключающиеся в поглощении кинетической энергии движущейся машины, сводятся к следующим:

1) использованию внешних сопротивлений движению (грунта и угла подъема местности) и внутренних сопротивлений в агрегатах ходовой части и трансмиссии;

2) применению остановочных тормозов;

3) торможению двигателем, который в этом случае работает в тормозном режиме.

Интенсивность торможения танка оценивают, по существу, по тем же параметрам, что и разгон, т. е. по пути и времени торможения в заданных пределах изменения скорости танка и по отрицательному ускорению.

Кроме того, учитывая большое прикладное значение торможения двигателем при движении на крутых длительных спусках, в качестве оценочного параметра эффективности торможения следует также принимать значения максимальных углов спуска, преодолеваемых танком на различных передачах в КП при работе двигателя в тормозном режиме с максимально допустимыми оборотами.

При торможении танка первым способом двигатель отключают от трансмиссии (от ведущих колес) и машина движется по инерции, преодолевая внешние и внутренние сопротивления. Время и путь торможения в данном случае могут находиться по формулам равнозамедленного движения с отрицательным ускорением, определяемым по формуле (42), т. е. таким же, как и для третьего этапа разгона. Сила торможения танка при этом равна сопротивлению движения $R_T = R_c = f_c G$.

Высокая интенсивность торможения этим способом может быть достигнута только при движении машины на значительном подъеме или по грунту с большим сопротивлением, т. е. в тех случаях, когда танк движется с небольшой скоростью. Поэтому снижение скорости танка таким способом применяется, как правило, в тех случаях, когда время и путь торможения не имеют существенного значения или при движении с небольшой скоростью.

Второй способ — торможение при помощи остановочных тормозов — обычно осуществляется также с предварительным отсоединением двигателя от ведущих колес.

Он позволяет получать большие тормозные силы и высокие значения отрицательных ускорений и поэтому применяется для экстр-

ренных торможений танка и для торможения на подъемах и спусках.

При определении тормозного пути в случае применения остановочных тормозов исходят из того, что кинетическая энергия танка, которой он обладал в начале торможения, расходуется на преодоление всех внешних и внутренних сопротивлений движению. При этом считают, что при действии остановочных тормозов (даже при их пробуксовке) обеспечивается создание силы торможения, равной силе сцепления гусениц с грунтом, а путь торможения определяют после приложения полного тормозного момента.

Таким образом,

$$T = R_{\tau} S_{\tau} = (R_c + P_{\tau}) S_{\tau}, \quad (45)$$

где T — кинетическая энергия танка в начале торможения;

$$T = \frac{\delta m v^2}{2};$$

R_c — сила сопротивления движению; $R_c = f_c G$;

P_{τ} — приведенная к гусеницам сила торможения, обусловленная действием остановочных тормозов; $P_{\tau} = \varphi' N$

(N — нормальная реакция грунта, т. е. сцепной вес танка).

Подставляя в уравнение (45) значения T , R_c и P_{τ} , найдем путь торможения танка

$$S_{\tau} = \frac{\delta m v^2}{2(f_c + \varphi' \cos \alpha) G} = \frac{\delta v^2}{2g(f_c + \varphi' \cos \alpha)}. \quad (46)$$

В формуле (46) $f_c = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$; скорость танка выражена в м/сек, а путь торможения определяется в метрах.

Независимо от устройства трансмиссии и приводов управления остановочными тормозами значение коэффициента δ при отключении двигателя от ведущих колес не может превышать δ_0 , а в тех случаях, когда отключение двигателя от ведущих колес осуществляется при помощи механизмов поворота, величина δ будет меньше значения δ_0 .

Из формулы (46) следует, что чем больше коэффициент φ' сцепления гусениц с грунтом и коэффициент f_c , тем короче путь торможения.

Если не учитывать время торможения гусениц до полной их остановки, т. е. отнести его ко времени, затрачиваемому водителем на включение приводов, то путь торможения танка можно определять по формуле

$$S_{\tau} = \frac{v^2}{2g(f_c + \varphi' \cos \alpha)}, \quad (46a)$$

так как при остановленных гусеницах $\delta = 1$.

При торможении танка двигателем основные сопротивления движению машины создаются внутренними сопротивлениями поршневого двигателя при прокручивании его (и вентиляторов системы охлаждения) от постороннего источника энергии. Внешние сопротивления движению и сопротивления в агрегатах ходовой части и трансмиссии играют в этом способе торможения вспомогательную роль.

Торможение двигателем широко распространено в практике вождения гусеничных и колесных машин вследствие плавности и достаточно высокой эффективности торможения, простоты осуществления и надежности действия, возможности быстрого перехода от торможения машины к ее разгону (и наоборот), обеспечения устойчивого прямолинейного движения при торможении машины в различных условиях.

Как уже отмечалось ранее (см. § 4 данной главы), торможение двигателем в некоторых случаях оказывается наиболее целесообразным, например, при движении на крутых длительных спусках. Применение остановочных тормозов в этих условиях приводит к повышенным износам и перегреву фрикционных элементов, не обеспечивает устойчивость прямолинейного движения вследствие отсутствия блокировки гусеничных обводов между собой, требует большой затраты мускульной энергии механика-водителя.

Для определения значений отрицательных ускорений (замедлений) танка при торможении двигателем можно воспользоваться уравнением движения танка в дифференциальной форме [см. уравнение (20б) или (40)], которое надо записать применительно к движению в режиме торможения двигателем, т. е.

$$\ddot{x}_T = - \frac{g}{\delta} (f_T + f_{rP} \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (47)$$

где \ddot{x}_T — отрицательное ускорение (замедление) танка в $m/сек^2$;
 f_T — удельная сила торможения танка.

Определение удельных сил торможения f_T подробно рассматривалось в § 4 данной главы. Величины f_T изменяются как в пределах каждой передачи в зависимости от числа оборотов двигателя, так и между передачами, увеличиваясь с уменьшением номера включенной передачи в КП танка (см. рис. 44).

Таким образом, значение отрицательного ускорения танка при торможении двигателем (\ddot{x}_T) является переменной величиной в зависимости от скорости, что несколько затрудняет определение времени и пути торможения танка при изменении его скорости в заданных пределах.

Время и путь торможения танка в данном случае можно определить двумя способами: графоаналитическим, более точным, но требующим большей затраты времени для расчетов и построений, и графическим, менее точным, но более простым и менее трудоемким.

Графоаналитический способ. В этом случае надо последовательно производить операции, аналогичные тем, которые выполняются при определении времени и пути разгона танка.

Для конкретных внешних условий движения танка, характеризуемых значениями $f_{гр}$ и α , по формуле (47) надо найти величины замедлений \ddot{x}_T при различных скоростях v танка на заданной передаче, для которых предварительно надо найти значения f_T .

Затем по найденным значениям \ddot{x}_T построить кривую обратных замедлений танка, т. е. зависимость $\frac{1}{\ddot{x}_T}$ от скорости танка, приведенную на рис. 56.

Поскольку

$$\ddot{x}_T = \frac{dv}{dt},$$

то

$$dt = \frac{dv}{\ddot{x}_T}.$$

Откуда

$$\int_0^t dt = t = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{\ddot{x}_T},$$

где t — время движения танка в режиме торможения двигателем при снижении скорости машины от v_0 до v_n .

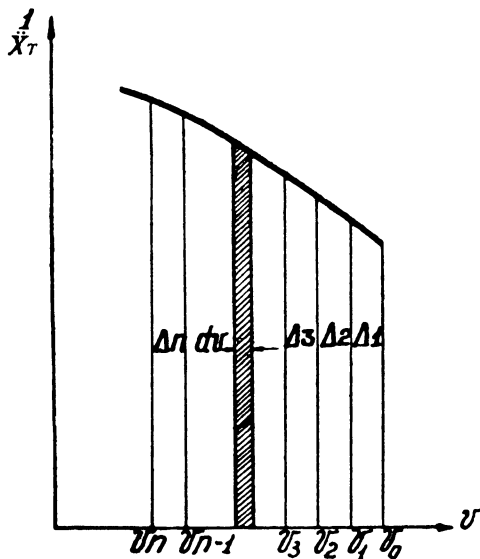


Рис. 56

Поскольку при торможении двигателем нет аналитической зависимости между скоростью танка и его замедлением, правая часть последнего выражения находится методом графического интегрирования. Для этого весь исследуемый диапазон изменения скорости танка от v_0 до v_n разбивают на ряд участков (см. рис. 56) и определяют площади каждого из них: $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$, представляющие собой в определенном масштабе время t_i , в течение которого происходит снижение скорости на участке.

Затем, используя полученные значения t_i , строят новую графическую зависимость t по v , которая используется как для непосредственного определения времени движения машины в заданных пределах изменения скорости танка при торможении двигателем, так и для определения пути, проходимого машиной. Последняя задача решается также путем графического интегрирования, аналогично тому, как определяют время торможения или путь разгона танка.

В этом случае исходят из того, что элементарный путь dS_T , проходимый машиной за время dt , будет равен

$$dS_T = v dt,$$

откуда

$$\int_0^{S_T} dS_T = S_T = \int_{t_0}^{t_n} v dt.$$

Графический способ определения времени и пути движения танка при изменении его скорости в заданных пределах при торможении двигателем основывается на графических методах, применяемых в тяговых расчетах на железнодорожном транспорте (методы Ломоносова, Лебедева и др.) и в тяговой механике автомобиля, где он предложен проф. Г. В. Зимелевым [12] для определения времени и пути разгона автомобиля.

Этот способ, который мы вначале рассмотрим без учета внешних сопротивлений, оцениваемых коэффициентом f_c , заключается в следующем.

Представленную на рис. 57 графическую зависимость удельной силы торможения f_T от скорости танка v на какой-либо из передач в КП разобьем в исследуемом интервале изменения скорости от v_0 до v_n на ряд участков: $v_0 - v_1$; $v_1 - v_2$; . . . и т. д. и будем считать величину удельной силы торможения в пределах каждого участка постоянной и равной ее среднему значению.

Спроектируем на ось ординат средние значения удельных сил торможения танка на каждом из участков: b_1, b_2, b_3, \dots и т. д. Пусть при построении графика были приняты следующие масштабы: по оси абсцисс $1 \text{ км/ч} - a \text{ мм}$ или $1 \text{ м/сек} - 3,6 a \text{ мм}$; по оси ординат (для f_T и f_c) $1 \text{ кг/кг} - c \text{ мм}$, а для дальнейших построений примем масштаб по оси ординат вниз (для t) $1 \text{ сек} - t \text{ мм}$.

Отложим на оси абсцисс полюс P на расстоянии от оси ординат

$$OP = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{cm}{3,6a}$$

и проведем через него и точку b_1 , положение которой определяется средним значением удельной силы торможения на первом участке (f_{τ_1}), луч, образующий с осью абсцисс угол γ_1 (см. рис. 57), равный

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{f_{\tau_1} g}{\delta} \cdot \frac{3,6a}{m}.$$

Если теперь через точку v_0 на оси абсцисс (начальную скорость первого участка) провести прямую, перпендикулярную к проведенному лучу, то эта прямая пересечется с вертикалью, опущенной из точки v_1 (конечное значение скорости первого участка), под углом γ_1 , а расстояние от точки их пересечения до оси абсцисс будет равно времени Δt_1 , в течение которого скорость танка снижается от v_0 до v_1 при торможении машины двигателем.

В самом деле, из выражения (47), которое в данном случае будем рассматривать без учета тормозящего действия внешних сопротивлений (и не учитывая знак минус), имеем

$$\ddot{x}_{\tau} = \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} f_{\tau}.$$

Вместе с этим из рис. 57 видно, что

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1},$$

откуда время, в течение которого скорость танка уменьшается от v_0 до v_1 , будет

$$t_1 = \frac{\Delta t_1 (\text{мм})}{m} \text{ сек.}$$

Продолжая таким же образом графические построения для других участков рассматриваемого интервала изменения скорости, получим ломаную $v_0 - 1 - 2 - 3 \dots 8$, представляющую собой искомую зависимость времени торможения танка двигателем от скорости. Чем на большее число участков будет разбит рассматриваемый интервал изменения скорости при торможении, тем точнее будет совпадать полученная ломаная с действительной кривой и тем выше будет точность получаемых результатов.

Если при определении времени движения машины в заданных пределах изменения скорости потребуется учесть сопротивление грунта и наклон поверхности пути к горизонту, то это не представит затруднений.

Все отличия в графических построениях, в данном случае по сравнению с предыдущим, будут состоять лишь в том, что новый полюс (P') следует откладывать не на оси абсцисс, а на некотором расстоянии от нее вниз, равном коэффициенту суммарного сопротивления движению $f_c = f_{rp} \cos \alpha \pm \sin \alpha$ и в том же масштабе, который был принят для f_T .

Построение графика для такого случая показано на рис. 57 пунктиром, где оно приведено только для первого участка заданного интервала изменения скорости.

После того как будет получена зависимость времени торможения танка от скорости, нетрудно найти путь, проходимый машиной в заданных пределах изменения скорости.

Это можно осуществить: 1) методом графического интегрирования, подобно тому, как это было показано выше при определении времени торможения машины; 2) графическим способом [12]; 3) путем простых вычислений по средней скорости движения на каждом из участков, поскольку время, в течение которого происходит снижение скорости в пределах интервала, будет уже известно, а замедление движения на участке принимается постоянным.

В последнем случае путь, пройденный танком на первом участке, будет определяться выражением

$$S_{T_1} = \frac{v_{cp} t_1}{3,6} \text{ м}$$

и аналогичным образом для других участков исследуемого интервала снижения скорости танка от v_0 до v_n .

§ 6. ПОВЫШЕНИЕ ПРИЕМИСТОСТИ ТАНКОВ

Проведенный теоретический анализ влияния различных конструктивных параметров и других факторов на интенсивность разгона танка позволяет высказать ряд положений, соблюдение которых сокращает время разгона, т. е. повышает приемистость танков выполненных конструкций посредством правильного применения теории в практике вождения боевых машин.

1. Выбор передачи при трогании танка с места

Расчеты и практика эксплуатации танков показывают, что продолжительность первого этапа разгона на каждой передаче весьма мала и, следовательно, не может существенно влиять на общее время разгона танка.

Более продолжительными являются второй и третий этапы, наилучшему проведению которых необходимо уделять должное внимание.

Для того чтобы наиболее полно использовать динамические качества, заложенные в танке, трогание с места при разгоне не всегда

нужно начинать с I передачи, даже если ускорения танка на втором этапе разгона на этой передаче имеют наибольшие значения (рис. 58)*.

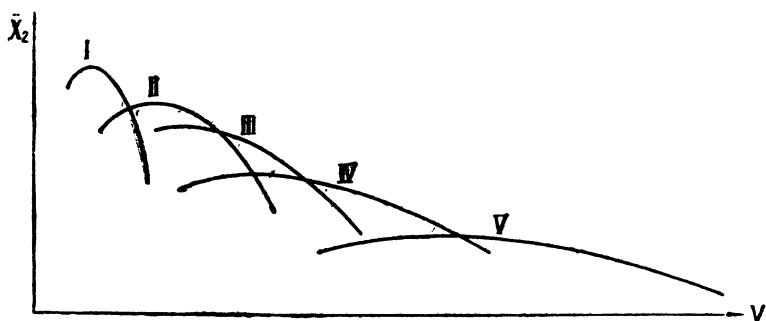


Рис. 58

Если скорость танка в конце второго этапа разгона на I передаче невелика, то во время переключения передачи (т. е. на третьем этапе) она резко упадет, а в некоторых случаях, даже при относительно небольшом сопротивлении движению, может произойти остановка машины.

Реальность сказанного проиллюстрируем следующим примером. Пусть скорость танка в конце второго этапа равна $v_0 = 7$ км/ч, коэффициент суммарного сопротивления движению $f_c = 0,09$, значение $\delta_0 = 1,2$. Предположим также, что во время переключения на следующую передачу скорость танка упала до нуля.

Определим время до остановки танка в указанных условиях движения на третьем этапе.

Значение скорости танка на третьем этапе определяется выражением

$$v_3 = v_0 - 3,6 \ddot{x}_3 t,$$

где величина замедления

$$\ddot{x}_3 = \frac{g}{\delta_0} f_c.$$

Принимая значение $v_3 = 0$, получим

$$t = \frac{v_0}{3,6 \ddot{x}_3} = \frac{7 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 9,81 \cdot 0,09} = 2,64 \text{ сек.}$$

Время переключения передачи иногда достигает 3 сек. Таким образом, в рассмотренных условиях при переходе с одной переда-

* Тем более нецелесообразно начинать разгон танка с низшей передачи в тех случаях, когда значения ускорений танка на втором этапе (\bar{x}_2) при движении на этой передаче меньше, чем на последующей.

чи на другую танк может остановиться и, естественно, в этом случае нельзя совершать разгон трогаясь с I передачи.

В данном примере разобран предельный случай, когда при переключении передач произошла остановка танка. Но если бы при переходе с I передачи на II танк не остановился, а наблюдалось бы лишь значительное снижение его скорости до большого падения оборотов двигателя в начале движения на следующей передаче, то и в этом случае целесообразно, как правило, начинать разгон не с I передачи, а с более высокой, например со II, так как при разгоне танка в рассмотренных условиях будет низкая средняя скорость движения.

Итак, если величина коэффициента суммарного сопротивления движению танка f_c не вызывает опасности перегрева дисков главного фрикциона вследствие большой работы трения в период его буксования на первом этапе, то для уменьшения общего времени разгона танка или для повышения средней скорости в процессе разгона целесообразно трогаться с места не с I передачи, а с более высокой. Заметим, что продолжительность первого этапа в последнем случае будет несколько большей.

Чем больше удельная мощность танка и чем меньше сопротивление движению, тем выше должна быть передача, на которой следует трогаться с места.

2. Выбор скоростного режима двигателя при включении главного фрикциона на первом этапе разгона

Несмотря на положительное влияние, которое оказывает на динамику машины во время разгона включение главного фрикциона при более высоких оборотах двигателя, многие механики-водители не используют это обстоятельство, опасаясь «сжечь» диски трения фрикциона вследствие большого значения работы буксования. В ряде случаев это приводит к тому, что фрикцион включается при неоправданно большом снижении оборотов двигателя, в результате чего ухудшается динамика разгона машины.

Поэтому при применении на танках надежных в указанном отношении конструкций главных фрикционов целесообразно в допустимых пределах, проверенных практикой эксплуатации, повышать начальные обороты двигателя при включении фрикциона на первом этапе. Это повышает приемистость танка.

3. Выбор числа оборотов двигателя в конце разгона на промежуточной передаче

В практике эксплуатации танков часто возникает вопрос: до каких оборотов двигателя целесообразно разгонять машину на промежуточной передаче, прежде чем перейти на следующую, с целью быстрого достижения заданной скорости движения?

Поскольку интенсивность разгона определяется значениями ускорений, сообщаемых танку на различных передачах, то без учета затрат времени механика-водителя на переключение с одной передачи на другую минимальное время разгона танка будет в том случае, когда переключение с низших передач на высшие будет осуществляться при скоростях движения, определяемых точками пересечения кривых ускорений танка на различных передачах (см. рис. 58). Соответственно этим скоростям должны определяться и обороты двигателя, до которых нужно совершать разгон танка на каждой передаче.

Если начать переключение раньше, то не будут использованы все динамические возможности низшей передачи. В том случае, если начать переход на высшую передачу при более высокой скорости, то ускорение на низшей передаче окажется ниже того, которое могло бы быть достигнуто при этой скорости в случае движения на высшей передаче. Данные выводы получены в предположении мгновенного перехода с одной передачи на другую, что для ступенчатых механических трансмиссий не соответствует действительности.

На основании ряда испытаний можно считать установленным, что поскольку в процессе перехода с одной передачи на другую скорость танка снижается, то с целью осуществления наиболее интенсивного разгона переключение с одной передачи на другую надо производить при оборотах двигателя, несколько больших тех, которые соответствуют точкам пересечения кривых ускорений на смежных передачах.

При этом, чем больше сопротивление движению и скорость танка, тем больше должно быть отклонение от указанных значений в сторону увеличения оборотов двигателя, так как интенсивность снижения скорости танка вследствие возросших сопротивлений при этом будет больше. Для данного сопротивления движению необходимо последовательно, с увеличением номера передачи, увеличивать обороты двигателя в конце разгона на каждой передаче.

4. Сокращение времени на переключение передач

Для простых ступенчатых механических трансмиссий время, затрачиваемое на переключение передач, составляет большую величину в общем балансе времени разгона, что существенно снижает динамические качества танка по данному показателю. Поэтому при разработке новых конструкций танков необходимо уделять серьезное внимание выбору типа трансмиссии и совершенству механизма переключения передач.

Для уже выполненных машин со ступенчатыми трансмиссиями повышение динамических качеств танков при разгоне за счет сокращения времени переключения передач может быть достигнуто повышением мастерства механиков-водителей.

Глава 6

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО ТАНКА

Тяговый расчет проектируемого танка проведем, так же как и при выполнении поверочного тягового расчета, для ступенчатой механической трансмиссии с установкой на танке двигателя внутреннего сгорания с внешней характеристикой, подобной приведенной на рис. 2, т. е. для силовой передачи, имеющей весьма широкое применение в танках.

В этом случае максимальная скорость танка на каждой передаче v_1, v_2, \dots, v_m (где m — номер высшей передачи в трансмиссии) будет при оборотах двигателя, достаточно близких к оборотам на режиме максимальной мощности, поэтому, допуская незначительную ошибку, их можно принимать равными n_N .

Задачи тягового расчета проектируемого танка заключаются:

- 1) в определении максимальной мощности двигателя $N_{e_{\max}}$, необходимой для обеспечения заданной тактико-техническими требованиями на проектирование максимальной скорости v_m , при заданном весе G танка;
- 2) в определении диапазона скоростей или диапазона передач d ;
- 3) в выборе количества промежуточных передач в коробке и рационального распределения общего диапазона d между передачами с целью обеспечения высокой средней скорости движения танка;
- 4) в определении приемистости проектируемого танка.

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

В тактико-технических требованиях на проектирование нового танка задается значение максимальной скорости v_m , причем предполагается, что эта скорость может быть достигнута при движении по хорошей дороге, т. е. при малом значении коэффициента сопротивления f и при небольших подъемах, которые совместно оцени-

ваются величиной коэффициента суммарного сопротивления движению $f_{c_{\min}}$, равного

$$f_{c_{\min}} = f + i,$$

где i — подъем дороги, характеризуемый отношением высоты подъема к расстоянию по горизонтали на рассматриваемом отрезке пути,

$$i = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha.$$

При движении в данных условиях принимают следующие значения коэффициентов f и i :

$$f = 0,025 \div 0,04;$$

$$i = 0,025,$$

откуда величина расчетного коэффициента суммарного сопротивления движению при максимальной скорости танка будет

$$f_{c_{\min}} = 0,05 \div 0,065. \quad (48)$$

Если при определении максимальной мощности двигателя исходить из положения, что скорость танка v_m должна достигаться на хорошей горизонтальной дороге (без подъема), то величину $f_{c_{\min}}$ можно несколько снизить.

Значение удельной силы тяги f_d при равномерном движении должно быть равно коэффициенту суммарного сопротивления движению f_c . Пользуясь уравнением (27) и заменяя в нем значение f_d , численно ей равной в этом случае величиной коэффициента $f_{c_{\min}}$ из выражения (48), определим свободную мощность двигателя, необходимую для обеспечения максимальной скорости танка в заданных условиях движения

$$N_{dN} = \frac{f_{c_{\min}} G v_m}{270 \eta_r}, \quad (49)$$

где $\eta_r = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{г.д}}$.

При проектировании, как правило, оценка к. п. д. механической трансмиссии не представляет большой сложности. В выполненных конструкциях значения к. п. д. таких трансмиссий на высших передачах находятся в пределах $\eta_{\text{тр}} = 0,86 \div 0,92$, достигая в отдельных случаях и более высоких величин.

К. п. д. гусеничного движителя, как уже указывалось ранее, можно определять по эмпирической формуле (11).

Поскольку в рассматриваемом случае нам известно не значение $f_{\text{в.к}}$ на высшей передаче, а величина $f_{c_{\min}}$, причем

$$f_{\text{в.к}} = \frac{f_{c_{\min}}}{\eta_{\text{г.д}}},$$

то к. п. д. гусеничного движителя можно получить, подставив последнее выражение в зависимость (11) *.

Произведя преобразования, получим

$$\eta_{г.д} = \frac{0,95 f_{сmin}}{f_{сmin} + 0,025 + 0,000003 v^2}. \quad (50)$$

После этого, ориентируясь на предполагаемую для проектируемого танка моторную установку и пользуясь данными, полученными при испытаниях выполненных конструкций танков, оценивают общие затраты мощности в моторной установке, а это позволяет определить необходимую для обеспечения максимальной скорости танка мощность двигателя

$$N_{еmax} = N_{дN} + N_{м.уN}.$$

В тех случаях, когда нет достаточных данных для оценки абсолютного значения затрат мощности в моторной установке, при определении максимальной мощности двигателя пользуются коэффициентом полезного действия моторной установки $\eta_{м.у}$.

Тогда

$$N_{еmax} = \frac{N_{дN}}{\eta_{м.уN}}.$$

По выполненным конструкциям танков с приводными вентиляторами систем охлаждения двигателей значения $\eta_{м.уN}$ можно принимать в пределах $\eta_{м.уN} = 0,85 \div 0,9$.

Определив указанным образом $N_{еmax}$, из имеющихся конструкций двигателей подбирают тот, который по своим показателям наиболее подходит, а если не оказывается подходящего двигателя, то дается задание на его разработку.

После того как подобран двигатель, т. е. установлены его значения $N_{еmax}$ и n_N , уточняются затраты мощности в моторной установке проектируемого танка при оборотах двигателя n_N . Затем, пользуясь внешней характеристикой и определив затраты мощности в моторной установке при различных оборотах двигателя, находят значения свободной мощности N_d на разных скоростных режимах двигателя, которыми и пользуются при выполнении дальнейших тяговых расчетов.

Если внешняя характеристика двигателя, кроме значений $N_{еmax}$ и n_N , неизвестна, то для ее определения прибегают к различным эмпирическим зависимостям (см., например, формулу (2) и таблицы зависимости мощности двигателя от его оборотов).

* При таком методе расчета, чтобы дважды не учитывать потери в ходовой части, нужно считать, что $f = f_{гр}$.

В тех случаях, когда при проектировании танка задается двигатель определенной мощности, тогда задача первого этапа тягового расчета сводится к определению максимальной скорости танка v_m и подсчету значений свободной мощности N_d при различных оборотах двигателя, что выполняется на основании изложенных в данном параграфе и в главе 2 соображений и расчетных зависимостей.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАПАЗОНА СКОРОСТЕЙ (ПЕРЕДАЧ)

Отношение максимальной скорости танка на высшей передаче v_m к максимальной скорости на низшей (первой) передаче v_1 (при одних и тех же оборотах двигателя) называется диапазоном скоростей

$$d = \frac{v_m}{v_1}.$$

Очевидно, что для простых однопоточных механических трансмиссий, у которых мощность от двигателя передается последовательно одним потоком, отношение передаточного числа коробки передач на низшей передаче к передаточному числу коробки на высшей передаче (как и отношение общих передаточных чисел трансмиссии на этих передачах) также равно d , т. е.

$$d = \frac{v_m}{v_1} = \frac{i_{к.п1}}{i_{к.пm}} = \frac{i_{тp1}}{i_{тpm}}, \quad (51)$$

поэтому величину d называют также диапазоном передач.

Для определения значения диапазона необходимо установить условия выбора максимальной скорости танка на I передаче v_1 , так как условия для выбора максимальной скорости на высшей передаче были уже определены в предыдущем параграфе.

Расчетное значение силы тяги, которую необходимо обеспечить при равномерном движении танка на низшей передаче, определяется исходя из условий преодоления максимальных сопротивлений, встречающихся в основном при преодолении больших подъемов. В то же время сила тяги по двигателю не может быть больше силы тяги по сцеплению. Следовательно, сила тяги по двигателю, развиваемая при равномерном движении танка на I передаче, должна равняться силе сопротивления движению на максимальном подъеме, а также должна равняться силе тяги по сцеплению, т. е.

$$P_{д1} = (f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) G = \varphi G \cos \alpha_{\max}.$$

Разделив все члены этого равенства на вес танка G , будем иметь

$$f_{д1} = f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} = \varphi \cos \alpha_{\max}. \quad (52)$$

Из равенства (52) получим

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \varphi - f. \quad (53)$$

Расчетное значение коэффициента сцепления в формуле (53) принимают равным $\varphi = 0,8$, что соответствует дернистому грунту, а коэффициент сопротивления движению при этом $f = 0,08$.

Тогда

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} (0,8 - 0,08) \approx 36^\circ.$$

Таким образом, согласно выражению (52), необходимая удельная сила тяги по двигателю на I передаче в поставленных условиях будет равна

$$\begin{aligned} f_{\Delta I} &= f_{c_{\max}} = f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} = \\ &= 0,08 \cos 36^\circ + \sin 36^\circ \approx 0,65. \end{aligned} \quad (54)$$

Такое значение удельной силы тяги должно быть обеспечено при движении на I передаче со скоростью v_1 , т. е. при оборотах двигателя n_N . Увеличение удельной силы тяги на I передаче в результате возрастания крутящего момента двигателя при уменьшении его оборотов следует рассматривать как некоторый запас тягового усилия, необходимый для преодоления возможного увеличения сопротивления движению на подъеме вследствие неровностей пути, что практически позволяет и при значениях $f_{\Delta I} = 0,65$ преодолевать танкам подъемы более 36° .

Снижение значений $f_{\Delta I}$ ниже указанной величины нежелательно, так как в отдельных случаях на участках с сильно пересеченной местностью использование танков может ограничиваться значением их силы тяги.

Пользуясь выражением (27), можно записать

$$N_{\Delta N} = \frac{f_{\Delta I} G v_1}{270 \eta_{T_I}} = \frac{f_{\Delta m} G v_m}{270 \eta_{T_m}},$$

где $f_{\Delta m}$ и $f_{\Delta I}$ — значения потребных удельных сил тяги на высшей и низшей передачах танка, равные коэффициентам суммарного сопротивления движению на этих передачах при скоростях v_m и v_1 и установленные выражениями (48) и (54);

η_{T_m} и η_{T_I} — к. п. д. танка при скоростях движения v_m и v_1 на высшей и низшей передачах.

Приведенные выкладки позволяют выразить значение диапазона передач следующим образом:

$$d = \frac{v_m}{v_1} = \frac{f_{\Delta I} \eta_{T_m}}{f_{\Delta m} \eta_{T_I}}. \quad (55)$$

Подставив в уравнение (55) значения $\eta_{i,m}$ и η_{i_1} , равные:

$$\eta_{\text{т}m} = \eta_{\text{т}pm} \eta_{\text{г.д}m} = \eta_{\text{т}pm} \cdot \frac{0,95 f_{\text{д}m}}{f_{\text{д}m} + 0,025 + 0,000003 v_m^2};$$

$$\eta_{\text{т}1} = \eta_{\text{т}p1} \eta_{\text{г.д}1} = \eta_{\text{т}p1} \cdot \frac{0,95 f_{\text{д}1}}{f_{\text{д}1} + 0,025 + 0,000003 v_1^2}$$

и приняв $\eta_{\text{т}pm} \approx \eta_{\text{т}p1}$, получим

$$d = \frac{f_{\text{д}1} + 0,025 + 0,000003 v_1^2}{f_{\text{д}m} + 0,025 + 0,000003 v_m^2}. \quad (55a)$$

Если в последнее уравнение подставить значения $f_{\text{д}m} = f_{\text{с}min}$ и $f_{\text{д}1} = f_{\text{с}max}$ из выражений (48) и (54), то получим

$$d \approx 8 \div 11,$$

что подтверждается практикой танкостроения, хотя и встречаются отдельные отклонения.

Анализируя формулу (55) в отношении влияния ее членов на значение диапазона передач, отметим:

1) величина потребной удельной силы тяги на I передаче $f_{\text{д}1}$, полученная из условий сцепления гусениц с грунтом на подъеме, может рассматриваться достаточно строго установленной и одинаковой для различных конструкций танков;

2) удельная сила тяги на высшей передаче $f_{\text{д}m}$ с увеличением удельной мощности танка и при прочих неизменных условиях возрастает, вследствие чего можно снижать необходимое значение диапазона передач d , что имеет весьма существенное значение, поскольку реализация большого диапазона требует увеличения числа передач в трансмиссии и приводит к значительным усложнениям ее конструкции.

Итак, с увеличением удельной мощности танка необходимое значение диапазона передач уменьшается.

Сказанное является справедливым до тех пор, пока увеличение удельной мощности танка не приведет к такому возрастанию v_1 , которое будет ограничиваться величиной, допустимой по условиям эксплуатации танков (движение в парке-стоянке машин, в условиях ограниченных проходов, при погрузке на железных дорогах и т. п.). При дальнейшем увеличении удельной мощности максимальная скорость танка v_{max} будет возрастать при неизменной скорости v_1 и, следовательно, будет наблюдаться увеличение диапазона скоростей d танка.

§ 3. ВЫБОР КОЛИЧЕСТВА И СПОСОБА РАЗБИВКИ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ

1. Выбор промежуточных передач при заданном их количестве по оптимальному использованию мощности двигателя

Как отмечалось выше, трансмиссия с прогрессивной характеристикой обеспечивает полное использование мощности двигателя во всем диапазоне изменения внешних сопротивлений движению танка и тем самым, при прочих равных условиях, обеспечивает наибольшую среднюю скорость. Поэтому, очевидно, при выборе способа разбивки промежуточных передач ступенчатой трансмиссии по оптимальному использованию мощности двигателя целесообразно оценивать рациональность рассматриваемого способа выбора передач, сравнивая его с использованием мощности двигателя в случае трансмиссии с прогрессивной характеристикой. Более совершенным будет такой метод выбора передач в трансмиссии, который обеспечит большее использование мощности двигателя.

Будем считать количество передач заданным и найдем способ их разбивки, обеспечивающий наиболее полное использование мощности двигателя в заданном диапазоне изменения скоростей танка от v_1 до v_m , считая, что вероятность движения на всех скоростях, или, что по существу то же, вероятность движения с различными сопротивлениями, изменяющимися от $f_{c_{\min}}$ до $f_{c_{\max}}$, одинакова.

При ступенчатой коробке передач полное использование мощности двигателя, понимая под этим работу двигателя на режиме максимальной (расчетной) мощности, возможно только при движении с максимальной скоростью на каждой передаче, т. е. при оборотах двигателя n_d . В остальных случаях двигатель работает на мощности, меньше максимальной.

На рис. 59 приведены тяговые характеристики танка со ступенчатой трансмиссией и трансмиссией с прогрессивной характеристикой. Эти характеристики построены в предположении равенства к. п. д. трансмиссий в обоих случаях. Площадь заштрихованных площадок между тяговыми характеристиками будет характеризовать недоиспользование мощности двигателя при его работе со ступенчатой трансмиссией. В самом деле, если площадь между кривой прогрессивной тяговой характеристики и осью абсцисс в пределах заданного диапазона изменения скорости от v_1 до v_m пропорциональна полному использованию мощности двигателя (т. е. его работе на максимальной мощности), то площадь, ограниченная тяговой характеристикой танка со ступенчатой трансмиссией и осью абсцисс в том же интервале изменения скорости танка и отнесенная к первой площади, даст величину коэффициента использования максимальной мощности двигателя при наличии в танке ступенчатой трансмиссии.

Итак, чем меньше площадь заштрихованных участков между рассматриваемыми тяговыми характеристиками при заданном ко-

личестве передач ступенчатой трансмиссии, тем выше будет средняя скорость танка в разнообразных условиях движения.

Найдем способ разбивки промежуточных передач, при котором суммарная площадь заштрихованных участков будет минимальной.

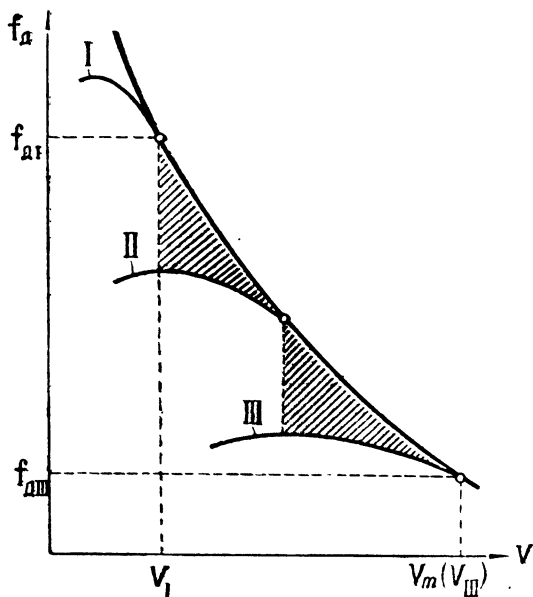


Рис.59

Для упрощения выкладок (но не нарушая общности и качественной стороны вопроса) решим поставленную задачу на частном примере в предположении, что заданное общее количество передач равно трем, к. п. д. танка остается постоянным, независимым от передачи и скорости движения, а величина удельной силы тяги f_d в пределах изменения скорости танка на каждой передаче сохраняется неизменной и равной значению удельной силы тяги при максимальной мощности двигателя, т. е. считая, что коэффициент приспособляемости двигателя равен единице.

Таким образом, по заданным скоростям танка v_1 и $v_{III} = v_m$ на нижней и высшей передачах определим его скорость на промежуточной передаче v_{II} , что обеспечит наибольшее использование мощности двигателя (в диапазоне изменения сопротивлений движению от $f_{c_{max}}$ до $f_{c_{min}}$, соответствующих значениям удельных сил тяги при скоростях v_1 и v_{III}).

Найдем скорость v_{II} , при которой общая площадь заштрихованных «треугольных» площадок (рис. 60) будет минимальной или, что то же, сумма площадей прямоугольников F_1 и F_2 будет максимальной.

Искомая суммарная площадь прямоугольников будет

$$F = (v_{II} - v_I) f_{aII} + (v_{III} - v_{II}) f_{aIII}. \quad (56)$$

По свойству прогрессивной тяговой характеристики, пользуясь уравнением (27), имеем

$$N_{aN} = \frac{f_{aII} G v_{II}}{270 \eta_r} = \frac{f_{aIII} G v_{III}}{270 \eta_r}.$$

Откуда

$$f_{aII} v_{II} = f_{aIII} v_{III} = \frac{270 N_{aN} \eta_r}{G} = c = \text{const.}$$

Подставив последние значения в уравнение (56) и проделав некоторые преобразования, получим

$$\begin{aligned} F &= c - v_I f_{aII} + c - v_{II} f_{aIII} = \\ &= 2c - \frac{v_I}{v_{II}} v_{II} f_{aII} - \frac{v_{II}}{v_{III}} v_{III} f_{aIII} = c \left(2 - \frac{v_I}{v_{II}} - \frac{v_{II}}{v_{III}} \right). \end{aligned}$$

Найдем максимум функции F по переменной v_{II} .

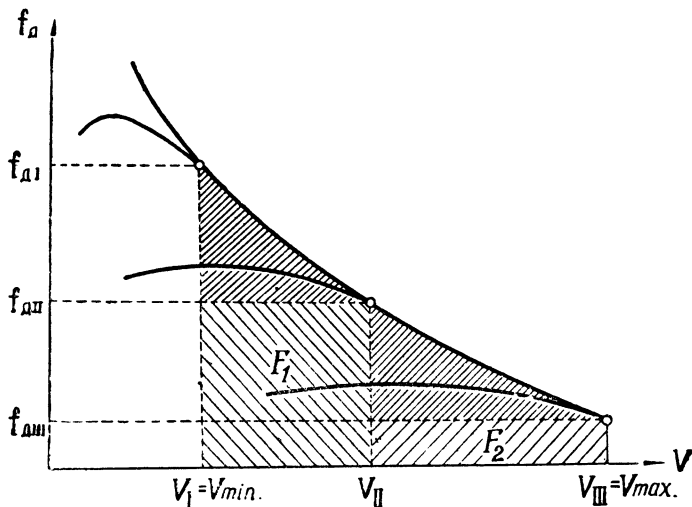


Рис. 60

Приравнявая нулю производную функции F по v_{II}

$$\frac{dF}{dv_{II}} = c \left(\frac{v_I}{v_{II}^2} - \frac{1}{v_{III}} \right) = 0,$$

получим значение скорости v_{II} , при которой сумма F площадей прямоугольников будет максимальной,

$$v_{II} = \sqrt{v_I v_{III}}$$

(так как вторая производная от F по v_{II} с подстановкой в нее значения $v_{II} = \sqrt{v_I v_{III}}$ есть величина отрицательная).

Найдем отношения скоростей танка на смежных передачах при полученном значении скорости v_{II} на промежуточной передаче

$$\frac{v_{III}}{v_{II}} = \sqrt{\frac{v_{III}^2}{v_I v_{III}}} = \sqrt{\frac{v_{III}}{v_I}};$$

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \sqrt{\frac{v_I v_{III}}{v_I^2}} = \sqrt{\frac{v_{III}}{v_I}}.$$

Как отмечалось, отношение скорости танка на высшей передаче к скорости на низшей передаче при одних и тех же оборотах двигателя называется диапазоном. Для рассматриваемого случая

$$\frac{v_m}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_I} = d.$$

Полученные результаты можно записать так:

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_{II}} = \sqrt{\frac{v_{III}}{v_I}} = \sqrt{\frac{v_m}{v_I}} = \sqrt{d} = \text{const.}$$

Если бы поставленную задачу решали для большего числа передач, нежели для трех, то получили бы аналогичную зависимость, т. е.

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_{II}} = \frac{v_{IV}}{v_{III}} = \dots = \frac{v_m}{v_{m-1}} = q = \text{const.},$$

где m — число передач или номер высшей передачи ступенчатой трансмиссии.

Такая разбивка скоростей (или передач) ступенчатой коробки передач, при которой отношение смежных скоростей для всех передач является величиной постоянной, называется разбивкой по закону геометрической прогрессии со знаменателем прогрессии q .

Очевидно, при этом

$$v_{II} = v_I q;$$

$$v_{III} = v_{II} q = v_I q^2;$$

$$\dots$$

$$v_m = v_I q^{m-1}.$$

Откуда знаменатель геометрической прогрессии при числе передач, равном m , будет

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{v_m}{v_1}} = \sqrt[m-1]{d} . \quad (57)$$

Итак, наиболее полное использование мощности двигателя и, следовательно, наибольшая средняя скорость движения танка со ступенчатой трансмиссией при равновероятности изменения сопротивлений движению во всем диапазоне от $f_{c_{\max}}$ до $f_{c_{\min}}$ будет тогда, когда промежуточные передачи в диапазоне скоростей от v_1 до v_m разбиты по закону геометрической прогрессии.

2. Выбор количества передач по коэффициенту использования мощности двигателя

Пользуясь изложенным выше методом, определим при принятых ранее допущениях использование мощности двигателя в зависимости от количества передач, разбивка которых произведена по закону геометрической прогрессии.

Найдем коэффициент использования мощности двигателя λ для ступенчатой трансмиссии как отношение суммы площадей прямоугольников (рис. 61), ограниченных значениями удельных сил тяги

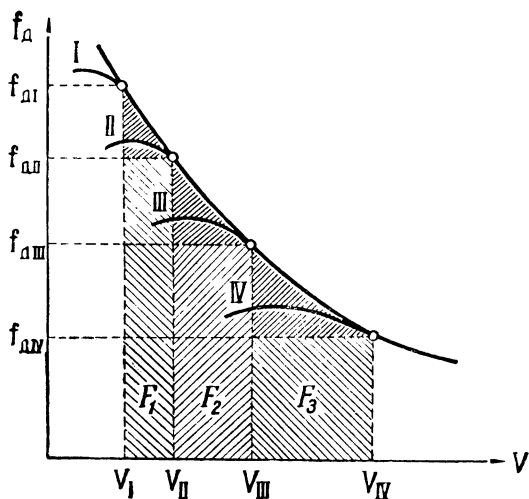


Рис. 61

при максимальных скоростях движения на рассматриваемых передачах и осью абсцисс в диапазоне изменения скоростей от v_1 до v_m , к площади, расположенной между кривой прогрессивной тяговой характеристики и осью абсцисс в том же интервале изменения скорости танка.

В общем виде выражение λ можно записать:

$$\lambda = \frac{\sum_1^m F_i}{\int_{v_1}^{v_m} f_{\lambda} dv}.$$

На основании рис. 61 можем написать

$$\sum_1^m F_i = (v_{II} - v_I) f_{\lambda II} + (v_{III} - v_{II}) f_{\lambda III} + \dots + (v_m - v_{m-1}) f_{\lambda m}.$$

Раскрывая скобки, будем иметь

$$\sum_1^m F_i = v_{II} f_{\lambda II} - v_I f_{\lambda II} + v_{III} f_{\lambda III} - v_{II} f_{\lambda III} + \dots + v_m f_{\lambda m} - v_{m-1} f_{\lambda m}.$$

Так как для крайних точек тяговых характеристик всех передач ступенчатой трансмиссии, лежащих на кривой прогрессивной характеристики, справедливо соотношение

$$v_i f_{\lambda i} = \text{const} = c,$$

то выражение $\sum_1^m F_i$ может быть представлено в таком виде:

$$\begin{aligned} \sum_1^m F_i &= c - \frac{v_I}{v_{II}} c + c - \frac{v_{II}}{v_{III}} c + \dots + c - \frac{v_{m-1}}{v_m} c = \\ &= \left(c - \frac{c}{q} \right) + \left(c - \frac{c}{q} \right) + \dots + \left(c - \frac{c}{q} \right) = (m-1) \left(c - \frac{c}{q} \right), \end{aligned}$$

или окончательно

$$\sum_1^m F_i = (m-1) \left(1 - \frac{1}{q} \right) c,$$

где q , как и ранее, обозначает знаменатель геометрической прогрессии, по которой произведена разбивка передач, определяемый по формуле (57).

Площадь между кривой прогрессивной тяговой характеристики танка и осью абсцисс в интервале изменения скорости от v_1 до v_m будет равна

$$\int_{v_1}^{v_m} f_{\lambda} dv = \int_{v_1}^{v_m} \frac{c}{v} dv = c (\ln v_m - \ln v_1) = c \ln \frac{v_m}{v_1} = c \ln d.$$

Откуда коэффициент использования мощности двигателя будет равен

$$\lambda = \frac{(m-1) \left(1 - \frac{1}{q}\right)}{\ln d}.$$

В табл. 11 приведены значения коэффициента λ в зависимости от числа передач m , подсчитанные для диапазона $d = 10$.

Таблица 11

Число передач m	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент использования мощности двигателя λ	0,59	0,70	0,76	0,80	0,83	0,85	0,865	0,875

Из табл. 11 видно, что с увеличением количества передач ступенчатой трансмиссии свыше пяти происходит медленное повышение коэффициента использования мощности двигателя. Увеличение числа передач в трансмиссиях такого типа свыше восьми следует считать нерациональным, так как обычно это сопряжено со значительным усложнением конструкции коробки передач, а повышение использования мощности двигателя при этом будет небольшое.

3. Выбор промежуточных передач по максимальному использованию мощности двигателя с учетом различной вероятности сопротивлений движению

При обосновании способа разбивки передач по максимальному использованию мощности двигателя было принято, что вероятность движения с различными сопротивлениями одинакова для всех значений сопротивлений, численно равным по своим величинам удельным силам тяги от $f_{c_{\min}} = f_{d_m} = 0,05 \div 0,065$ на высшей передаче до $f_{c_{\max}} = f_{d_1} = 0,65$ на низшей передаче.

Однако опыт эксплуатации танков показывает, что различные сопротивления не равновероятны. Сопротивления движению, близкие к значению удельной силы тяги $f_{d_1} = 0,65$, встречаются при эксплуатации танков значительно реже. Более вероятными значениями сопротивлений движению в реальных условиях являются сопротивления, характеризующие суммарным коэффициентом f_c , изменяющимся в пределах от 0,05 до 0,30.

Следовательно, для того чтобы повысить коэффициент использования мощности двигателя λ при том же количестве передач и таким образом повысить среднюю скорость движения танка, целесообразно выделить I (низшую) передачу из общей гаммы передач

для преодоления редко встречающихся больших, предельных по своей величине, сопротивлений, а следующую, II передачу, выбрать по условию преодоления такого большого сопротивления, какое наиболее часто встречается в разнообразных условиях движения.

Таким сопротивлением движению по результатам испытаний следует считать сопротивление при повороте танка на горизонтальном участке сухого дернистого грунта с радиусом поворота, равным ширине колеи машины.

Для обеспечения поворота танка в этих условиях, как показывают испытания, удельная сила тяги должна быть равной $f_{дI} \approx 0,30$. Такая удельная сила тяги должна обеспечиваться на II передаче при оборотах двигателя, соответствующих максимальной мощности, т. е. n_N . Пользуясь выражением (27) и принимая одинаковыми значения к. п. д. танка на I и II передачах, можно найти отношение скоростей машины на этих передачах при работе двигателя на режиме максимальной мощности.

Это отношение скоростей оказывается равным

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{f_{дI}}{f_{дII}} = \frac{0,65}{0,30} \approx 2.$$

Приведенные в табл. 12 для ряда танков данные отношений скоростей движения на смежных передачах в КП (или отношения передаточных чисел трансмиссии на смежных передачах) показывают, что во многих из выполненных конструкций отношение скоростей $\frac{v_{II}}{v_I}$ близко к двум.

Это не относится к тем случаям, когда коробки передач имеют демультипликаторы (или мультипликаторы), при которых большое отношение скоростей на смежных низших передачах, равное двум, было бы и между некоторыми высшими передачами, что нецелесообразно.

Таким образом, из общего диапазона передач d путем выделения низшей (I) передачи, предназначенной для преодоления предельных, редко встречаемых сопротивлений, получают рабочий диапазон d_p , равный

$$d_p = \frac{v_m}{v_{II}} = \frac{v_m v_I}{v_I v_{II}} = \frac{d}{2} \approx 4 \div 5.$$

Промежуточные же передачи между II и высшей при этом выбираются таким образом, чтобы отношения скоростей танка на соседних передачах (при одних и тех же оборотах двигателя) приближались к закону разбивки передач по геометрической прогрессии, с поправкой в сторону сближения более высших передач, т. е.

$$\frac{v_{III}}{v_{II}} > \frac{v_{IV}}{v_{III}} > \dots > \frac{v_{m-1}}{v_{m-2}} > \frac{v_m}{v_{m-1}}.$$

Марка танка	Диапазон передач (скоростей)	Отношение скоростей (или передаточных чисел) на смежных передачах в коробке						
		$\frac{v_{II}}{v_I}$	$\frac{v_{III}}{v_{II}}$	$\frac{v_{IV}}{v_{III}}$	$\frac{v_V}{v_{IV}}$	$\frac{v_{VI}}{v_V}$	$\frac{v_{VII}}{v_{VI}}$	$\frac{v_{VIII}}{v_{VII}}$
Т-34-85	7,29	2,14	1,4	1,53	1,59	—	—	—
ИС-3*	10,03	1,44	1,43	1,38	1,24	1,44	1,43	1,38
СУ-76	5,2	1,39	2,04	1,84	—	—	—	—
Т-V	13,4	2,03	1,58	1,56	1,44	1,41	1,31	—
Т-VIN	16	1,49	1,45	1,49	1,53	1,49	1,46	1,49
„Центурион“**	8,54	2,53	1,54	1,64	1,34	—	—	—
Мк-IX („Валентайн“)	7,9	1,79	1,9	1,78	1,28	—	—	—
М4А2 („Шерман“)	10,3	2,43	1,74	1,61	1,51	—	—	—
„Конкэрор“**	8,7	2,54	1,61	1,58	1,35	—	—	—

* Коробка передач с мультипликатором.

** Для трансмиссий с двойным подводом мощности приводятся данные по диапазону трансмиссии и отношения скоростей танка на смежных передачах.

Объясняется это тем, что вероятность движения танка со значением коэффициента суммарного сопротивления движению, более близким к значению удельной силы тяги на высших передачах, больше вероятности движения с сопротивлением, характеризуемым значением удельной силы тяги на низших передачах. Поэтому для повышения средней скорости движения следует сближать высшие передачи.

Кроме того, при такой разбивке передач уменьшается по своей абсолютной величине разрыв между соседними скоростями движения на высших передачах. Дело в том, что при разбивке передач строго по закону геометрической прогрессии разность смежных скоростей на высших передачах ($v_{m-1} - v_{m-2}$; $v_m - v_{m-1}$) достигает больших значений. В связи с этим при некотором, даже незначительном увеличении сопротивления движению, когда сила тяги по двигателю, развиваемая на высшей передаче, становится меньше сопротивления движению, вынужденный переход на пониженную передачу приводит к резкому снижению скорости, в результате чего также значительно снижается средняя скорость движения танка.

Некоторое же увеличение отношения смежных скоростей на низших передачах хотя и приводит к возрастанию разрыва между значениями этих скоростей, однако по абсолютной величине эти разрывы значительно меньше, чем на высших передачах, и меньше сказываются на средней скорости танка.

Крайним случаем сближения скоростей танка на высших передачах является разбивка всех промежуточных (исключая II) передач в КП по закону арифметической прогрессии, когда разность между скоростями движения на смежных передачах является величиной постоянной, т. е.

$$v_m - v_{m-1} = v_{m-1} - v_{m-2} = \dots = v_{III} - v_{II} = a,$$

где a — разность арифметической прогрессии.

Проиллюстрируем на примерах способы разбивки промежуточных передач по законам геометрической и арифметической прогрессий.

Дано: максимальная скорость танка $v_m = 55$ км/ч; число передач $m = 6$; общий диапазон $d = 10$. Произвести разбивку передач по геометрической и арифметической прогрессиям.

Скорость танка на низшей (I) передаче

$$v_I = \frac{v_m - 55}{d} \frac{55}{10} = 5,5 \frac{\text{км}}{\text{ч}}.$$

Принимая отношение $\frac{v_{II}}{v_I} = 2$, будем иметь $v_{II} = 11$ км/ч и значение рабочего диапазона $d_p = 5$.

Тогда, при разбивке промежуточных передач по закону геометрической прогрессии, знаменатель прогрессии будет равен

$$q = \sqrt[m-2]{d_p} = \sqrt[4]{5} = 1,495,$$

а значения скоростей на других передачах будут:

$$v_{II} = 11 \text{ км/ч}; \quad v_{III} = v_{II}q = 16,5 \text{ км/ч}; \quad v_{IV} = v_{III}q = 24,6 \text{ км/ч};$$

$$v_V = v_{IV}q = 36,8 \text{ км/ч}; \quad v_{VI} = v_Vq = 55 \text{ км/ч}.$$

Из полученных значений видно, что с увеличением номера передачи сильно возрастает по абсолютным величинам разность между скоростями танка на смежных передачах, достигая максимального значения в 18,2 км/ч между V и VI передачами.

При разбивке передач по закону арифметической прогрессии будем иметь

$$v_m = v_{II} + (m - 2) a.$$

Откуда разность прогрессии

$$a = \frac{v_m - v_{II}}{m - 2} = \frac{55 - 11}{6 - 2} = 11 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$$

и значения скоростей танка по передачам будут равны:

$$v_{II} = 11 \text{ км/ч}; \quad v_{III} = 22 \text{ км/ч}; \quad v_{IV} = 33 \text{ км/ч};$$

$$v_V = 44 \text{ км/ч}; \quad v_{VI} = 55 \text{ км/ч}.$$

Существенным недостатком данного способа разбивки передач является большой разрыв в значениях скоростей на низших передачах.

Практика танкостроения не дает примеров разбивки передач строго по арифметической прогрессии. Разбивка передач по геометрической прогрессии встречается на отечественных и иностранных танках.

На основании всего изложенного в данном разделе следует, что разбивку промежуточных передач ступенчатых трансмиссий (в диапазоне от v_{II} до v_m) целесообразно производить по закону геометрической прогрессии, с поправкой в сторону сближения высших передач.

4. Выбор промежуточных передач по условию полного использования устойчивого режима работы двигателя

Устойчивым режимом работы двигателя внутреннего сгорания называется его работа в диапазоне от оборотов n_N , соответствующих максимальной мощности, до оборотов n_m максимального крутящего момента. В этом интервале изменения оборотов двигателя при увеличении внешнего сопротивления автоматически возрастает крутящий момент M_d и, следовательно, сила тяги, в результате чего хотя и происходит снижение скорости танка с возрастанием сопротивления, но это не может привести к заглоханию двигателя.

Если коэффициент суммарного сопротивления движению f_c станет больше максимального значения удельной силы тяги на данной передаче, которая достигает этого при максимальном крутящем моменте двигателя, то, очевидно, для предотвращения заглохания двигателя необходимо перейти на пониженную передачу.

Максимальная скорость танка на k -ой передаче может быть записана так:

$$v_{kN} = \frac{\pi r_{в.к} n_N}{30 i_{тp_k}} \quad 3,6,$$

где $i_{тp_k}$ — общее передаточное число трансмиссии на данной передаче.

В то же время для полного использования устойчивого режима работы двигателя (без учета снижения скорости танка при переключении передач) скорость танка на следующей, высшей передаче при оборотах двигателя, соответствующих максимальному моменту (рис. 62), должна быть такой же, т. е.

$$v_{(k+1)M} = \frac{\pi r_{в.к} n_M}{30 i_{тp_{(k+1)}}} \quad 3,6 = v_{kN}.$$

Максимальная скорость танка на передаче с номером $(k+1)$ будет

$$v_{(k+1)N} = \frac{\pi r_{в.к} n_N}{30 i_{тp_{(k+1)}}} \quad 3,6.$$

Откуда получим отношение максимальных скоростей на смежных передачах

$$\frac{v_{(k+1)N}}{v_{kN}} = \frac{n_N}{n_M}.$$

Или, обобщая для всех передач, окончательно получим

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_{II}} = \dots = \frac{v_m}{v_{m-1}} = \frac{n_N}{n_M} = q = \text{const},$$

т. е. при выборе передач по условию полного использования устойчивого режима работы двигателя отношение скоростей танка на смежных передачах нужно брать по геометрической прогрессии со знаменателем прогрессии $q = \frac{n_N}{n_M}$.

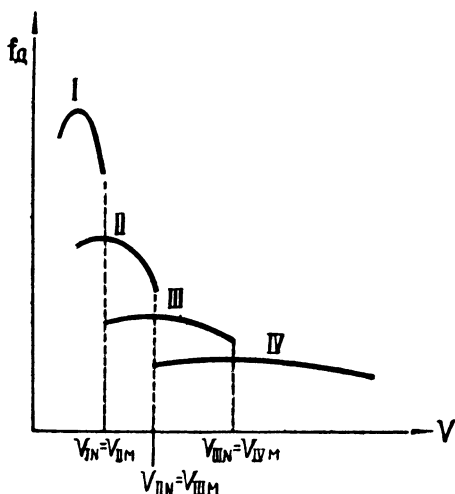


Рис. 62

Определение минимального количества передач, обеспечивающих устойчивый режим работы двигателя, при заданном диапазоне d и известной характеристике двигателя (в частности, при известном отношении $\frac{n_N}{n_M}$) покажем на конкретном примере.

Определить минимальное количество передач, обеспечивающих устойчивый режим работы двигателя, если $d = 10$ и $\frac{n_N}{n_M} = q = 2$.

Из зависимости (57) имеем

$$\lg q = \frac{\lg d}{m-1},$$

откуда

$$m = \frac{\lg d}{\lg q} + 1 = 3,3 + 1 = 4,3.$$

Так как количество передач не может быть нецелым числом, то округляем полученное значение m до 5.

Итак, минимальное количество передач трансмиссии в заданных условиях равно пяти. Надо иметь в виду, что, увеличивая количество передач (например, при округлении числа m), мы тем самым соответственно уменьшаем знаменатель прогрессии до нового значения $q' < q$, что приводит к сужению интервала режима работы двигателя по оборотам от n_N до n_0 , причем $n_0 > n_m$.

Очевидно,

$$q' = \frac{n_N}{n_0}.$$

При этом условия обеспечения устойчивого режима работы двигателя выполняются и имеется даже некоторое перекрытие кривых тяговых характеристик смежных передач с запасом устойчивого режима работы, что компенсирует снижение скорости танка во время переключения передач.

Ранее отмечалось, что при больших значениях удельной мощности танка можно иметь меньшее значение диапазона. Из формулы (57) следует, что при уменьшении диапазона передач уменьшается и необходимое число передач.

Следующая задача тягового расчета проектируемого танка — определение его приемистости — выполняется после решения задач, изложенных в § 1—3 данной главы, таким же образом, как это было показано в поверочном тяговом расчете (гл. 5, § 5).

Глава 7

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ И ДИНАМИКА ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТАНКА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

С конца второй мировой войны в колесных и гусеничных машинах различного назначения, включая и танки, получают все большее распространение гидромеханические трансмиссии, у которых в качестве гидравлического элемента используются гидродинамические передачи: гидромуфты и гидропреобразователи крутящего момента — гидротрансформаторы и комплексные передачи, обладающие на одних режимах работы свойствами гидротрансформатора, а на других — гидромуфты.

Поскольку гидромуфта не может изменять передаваемый к ней от источника энергии крутящий момент, она при передаче мощности может только заменять главный фрикцион в ступенчатой механической трансмиссии. Иногда вследствие своих свойств гидромуфта применяется в качестве самостоятельного агрегата, устанавливаемого между двигателем и фрикционом и работающего совместно с обычной коробкой передач. Гидромуфта обеспечивает плавное трогание с места, возможность движения на всех передачах с малой скоростью без опасности заглохания двигателя, дает возможность трогаться с места на более высокой передаче, когда нет необходимости в интенсивном разгоне, в связи с чем снижается число необходимых переключений передач. Все это в целом упрощает и облегчает управление движением машины.

Наибольшего внимания заслуживает применение в танках гидродинамических преобразователей момента, позволяющих автоматически и непрерывно изменять в значительных пределах крутящий момент на ведомом валу гидropередачи при действии внешнего сопротивления. Изменение момента на ведомом валу в зависимости от скорости этого вала происходит по характеристике, близкой к прогрессивной, в то время как режим работы ведущего вала гидropередачи изменяется незначительно. Это дает возможность более

полно использовать мощность двигателя и обеспечить стабильность его работы при изменении внешних сопротивлений движению танка в широких пределах.

Таким образом, использование гидродинамических преобразователей момента в танковых трансмиссиях позволяет уменьшить число передач в трансмиссии, что в свою очередь значительно упрощает введение полуавтоматических и автоматических приводов управления прямолинейным движением танка, сводя управление, по существу, лишь к воздействию на педаль подачи топлива в двигатель.

Отсутствие жесткой кинематической связи между валом двигателя и ведущими колесами танка обеспечивает возможность запуска двигателя и остановки танка без выключения передачи в КП. Наличие такой связи почти устраняет вероятность заглохания двигателя как по неопытности механика-водителя, так и вследствие внезапного возрастания внешнего сопротивления вплоть до такого, при котором происходит остановка танка.

Плавность передачи тягового усилия при наличии гидropередачи повышает проходимость танка при движении по грунтам с плохими сцепными свойствами.

Поскольку гидродинамические передачи не передают (не пропускают) крутильные колебания от двигателя в трансмиссию и динамические перегрузки со стороны трансмиссии на двигатель, это повышает надежность и долговечность работы агрегатов моторно-трансмиссионной установки танка. Рабочие элементы самой гидropередачи (насос, турбина и др.) практически не изнашиваются.

Основными недостатками гидромеханической трансмиссии по сравнению с обычной ступенчатой являются: более низкий коэффициент полезного действия, сложность конструкции и больший объем. Большие внутренние потери энергии в гидropреобразователях момента вызывают необходимость постановки радиаторов для охлаждения рабочей жидкости, что усложняет конструкцию и увеличивает объем, занимаемый трансмиссией.

Гидротрансформатор и комплексная гидropередача хотя и обладают свойством изменять передаваемый от источника энергии крутящий момент при изменении внешней нагрузки, тем не менее не могут исключить наличие в танковой трансмиссии дополнительных нескольких механических ступеней.

Это объясняется тем, что существующие конструкции гидродинамических преобразователей даже при использовании их во всем диапазоне скоростных передаточных отношений имеют диапазон изменения крутящего момента порядка $4 \div 5$, в то время как для танков он должен быть значительно больше этой величины. И, кроме того, использование гидротрансформатора в трансмиссии на неэкономичных режимах приводит к значительному снижению к. п. д. трансмиссии. Поэтому в танках применяются гидромеханические трансмиссии, составленные из гидродинамического преобразователя момента и механической ступенчатой коробки передач (обычно

планетарного типа) на две-три ступени, включенной при передаче мощности от двигателя последовательно или параллельно.

Это позволяет обеспечить требуемый общий диапазон d трансмиссии без значительного снижения к. п. д., а также получить на каждой передаче тяговую характеристику, близкую к прогрессивной. Переход с одной ступени на другую может быть различным, в том числе и автоматическим, что определяется устройством привода управления и трансмиссии в целом.

В гидромеханической трансмиссии, независимо от числа ступеней, для увеличения крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам, необходимо, как и при любой трансмиссии в танке, наличие бортовых редукторов, выполняемых в виде зубчатых передач с постоянным передаточным отношением.

Для обеспечения поворота танка необходимо также иметь механизм поворота (см. часть II).

Таким образом, рассматриваемые здесь гидромеханические трансмиссии в наиболее общем виде можно считать состоящими из гидродинамической передачи — гидравлического элемента трансмиссии и зубчатых передач — ее механического элемента. Свойства гидродинамических передач, применяемых в гидромеханических трансмиссиях, накладывают ряд особенностей на выполнение тягового и динамического расчета (разгона) танка по сравнению с соответствующими расчетами танка со ступенчатой механической трансмиссией.

Эти особенности заключаются в следующем:

1. При наличии в трансмиссии гидравлического элемента (гидротрансформатора, комплексной передачи или гидромукфты) отсутствует жесткая кинематическая связь между двигателем и ведущими колесами танка и скоростное (кинематическое) передаточное отношение трансмиссии определяется не только параметрами механического элемента, но и скоростным передаточным отношением гидравлического элемента.

2. Определению скорости и удельной силы тяги f_d танка на данной передаче при определенном скоростном передаточном отношении гидравлического элемента должно предшествовать определение режима совместной работы двигателя и гидropередачи.

3. Движение танка в процессе разгона нельзя описать обычными линейными дифференциальными уравнениями, как это делается для танка с механической трансмиссией, по той причине, что танк в этом случае является системой по меньшей мере с двумя степенями свободы.

4. При подсчете удельной силы тяги в случае механических трансмиссий пользуются кинематическим передаточным отношением, принимая его для этих трансмиссий равным силовому передаточному отношению, а фактическое уменьшение последнего вследствие неизбежных потерь энергии учитывают коэффициентом полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$, имеющим достаточно высокие значения и принимаемым в тяговом и динамическом расчетах ве-

личной постоянной на всех режимах работы на рассматриваемой передаче.

Силовое передаточное отношение гидромеханической трансмиссии значительно отличается от скоростного и на каждом режиме определяется не только параметрами механического элемента, но и силовым передаточным отношением гидравлической передачи, зависящим от соотношения оборотов рабочих колес последней.

К. п. д. гидромеханических трансмиссий, выполненных с применением существующих гидродинамических передач, при работе на какой-либо одной ступени на эксплуатационных режимах может изменяться в пределах $\eta_{тр} = 0,7 \div 0,9$. Следовательно, при работе на этих режимах изменение силового передаточного отношения трансмиссии значительно отличается от изменения скоростного передаточного отношения и их отношение нельзя принимать постоянным, что вполне допустимо для механической трансмиссии.

§ 1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Гидродинамическая муфта (рис. 63) имеет два рабочих элемента: колесо насоса, связанное с ведущим валом (валом источника энергии), и колесо турбины, соединенное с ведомым валом (валом потребителя энергии). Круг циркуляции гидродинамической муфты заполняется рабочей жидкостью, которая и осуществляет силовую связь между колесами.

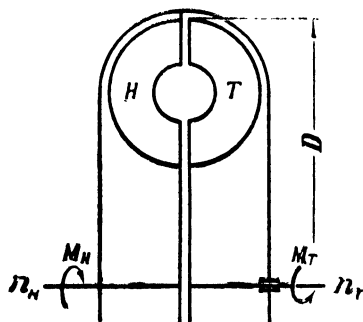


Рис. 63

Как известно, энергия передается гидромуфтой только при условии, если число оборотов n_t колеса турбины меньше числа оборотов n_n колеса насоса. При равенстве $n_t = n_n$ не будет силовой связи между насосом и турбиной, так как в этом случае отсутствует циркуляция жидкости относительно лопаток рабочих колес.

При установившемся движении, если пренебречь сопротивлением воздуха при вращении корпуса муфты и трением в опорах, очевидно

$$M_n = M_t,$$

где M_n — момент, действующий на насосном колесе и подводимый от источника энергии (двигателя);

M_T — момент, действующий на турбинном колесе и являющийся моментом сопротивления.

Неравенство оборотов колес насоса и турбины оценивается скольжением. Скольжением муфты называется отношение разности чисел оборотов колес насоса и турбины к оборотам колеса насоса в одно и то же время, т. е.

$$s = \frac{n_n - n_T}{n_n} = 1 - \frac{n_T}{n_n} = 1 - i_r',$$

где s — скольжение, выражаемое иногда в процентах;

i_r' — скоростное передаточное отношение гидромуфты¹, равное отношению $\frac{n_T}{n_n}$.

В силу равенства моментов на насосном и турбинном колесах к. п. д. гидромуфты η_r равен

$$\eta_r = \frac{M_T n_T}{M_n n_n} = \frac{n_T}{n_n} = i_r' = 1 - s.$$

Из теории гидродинамических передач известно, что моменты, действующие на валах гидромуфты, характеризуются зависимостями

$$\sqrt{M_n = M_T = \gamma \lambda n_n^2 D^5}. \quad (58)$$

Здесь γ — удельный вес рабочей жидкости;

λ — коэффициент момента, являющийся функцией скоростного передаточного отношения гидромуфты, обусловленной геометрией рабочих органов и наполнением круга циркуляции рабочей жидкостью;

D — активный (профильный) диаметр круга циркуляции (см. рис. 63).

Тяговые свойства гидромуфты определяются ее внешней характеристикой, приведенной на рис. 64 и представляющей собой зависимость момента на колесе турбины M_T , а также к. п. д. гидромуфты η_r от числа оборотов n_T турбины или от i_r' при неизменных оборотах насоса, т. е. при $n_n = \text{const}$.

Эту зависимость находят в результате проведения стендовых испытаний, поскольку получить ее аналитическим путем весьма трудно.

¹ Обычно скоростным передаточным отношением гидродинамических передач называют величину, обратную i_r' , т. е. $i_r = \frac{n_n}{n_T}$. Чтобы не вводить новых определений, мы везде скоростным (или кинематическим) передаточным отношением гидропередачи будем называть величину $i_r' = \frac{n_T}{n_n}$.

Для того чтобы в последующем можно было пользоваться снятой внешней характеристикой гидромуфты для расчетов подобных конструкций муфт, отличающихся между собой лишь пропорциональным увеличением или уменьшением геометрических размеров гидроагрегатов (чем достигается соблюдение условий подобия), прибегают к безразмерной характеристике. За масштабный коэффициент при пересчетах принимают отношение активных диаметров D гидромуфт, поскольку наиболее показательным геометрическим размером для муфты является ее диаметр.

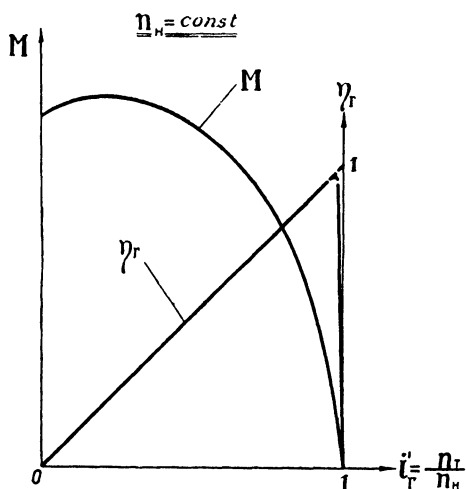


Рис. 64

Безразмерная характеристика гидромуфты, приведенная на рис. 65, обычно изображается зависимостью λ (или $\gamma\lambda$) и к. п. д. η_r муфты от скоростного передаточного отношения $i_r' = \frac{n_r}{n_n}$. Соответствующие различным значениям i_r' величины λ (или $\gamma\lambda$) получают расчетом по формуле (58), подставляя в нее значения M_r из внешней характеристики гидромуфты, снятой при $n_n = \text{const}$.

К. п. д. гидромуфты в зависимости от передаточного отношения i_r' изменяется по прямой линии.

Пользуясь безразмерной характеристикой и формулой (58), можно определить размер активного диаметра D для передачи заданного крутящего момента при выбранном значении к. п. д. гидромуфты.

В отличие от гидромуфты гидротрансформатор и комплексная гидропередача, как уже указывалось ранее, обладают способностью изменять в широких пределах момент M_r на ведомом валу

при незначительном изменении момента M_n на ведущем валу. Этот тип гидродинамических передач, помимо колес насоса и турбины, имеет направляющий аппарат (реактор), обеспечивающий опору внешнего момента.

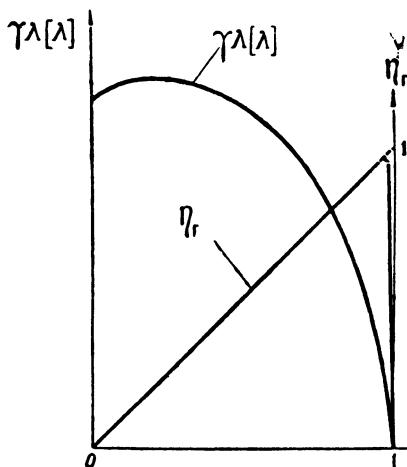


Рис. 65

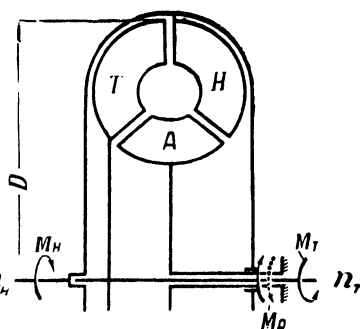


Рис. 66

Обозначим моменты, действующие на колесах насоса, турбины и направляющего аппарата, соответственно M_n , M_t и M_p (рис. 66). Для установившегося движения системы, не учитывая сопротивления воздуха и трения в опорах, будем иметь

$$M_t = M_n \pm M_p.$$

Из последнего соотношения видно, что момент, действующий на турбине гидротрансформатора и комплексной гидропередачи, может быть больше, равен (при $M_p = 0$) и меньше момента на колесах насоса.

Аналогично гидромуфтам тягсовые свойства гидропреобразователей момента оцениваются при помощи снимаемых опытным путем на стендах внешних характеристик, показывающих изменение моментов M_n и M_t , а также к. п. д. η_g гидротрансформатора или комплексной гидропередачи в зависимости от числа оборотов n_t колеса турбины или от скоростного передаточного отношения $i_r' = \frac{n_t}{n_n}$

(рис. 67). Эти характеристики снимают при неизменных, оптимальных для работы рассматриваемой гидропередачи оборотах ведущего вала, т. е. при $n_n = \text{const}$.

Для использования снятых внешних характеристик гидродинамических преобразователей момента при расчетах подобных им

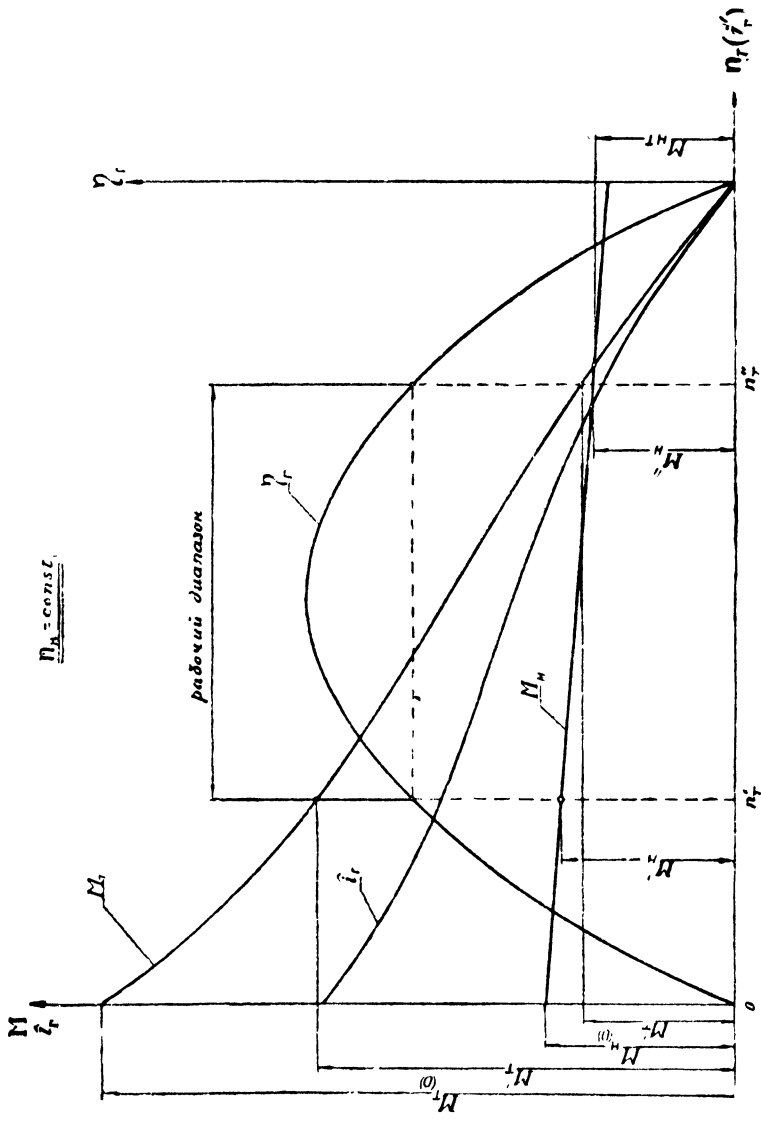


Рис. 67

конструкций так же, как и в случае гидромуфта, прибегают к построению безразмерных характеристик, представляющих собой зависимости λ_n (или $\gamma\lambda_n$), λ_T (или $\gamma\lambda_T$) и к. п. д. η_r гидропередачи в функции ее скоростного передаточного отношения i_r' . Они соответствуют определенной форме рабочей лопасти, углам входа и выхода лопаток, качеству их поверхности и т. д. и не зависят от размеров гидропередачи, т. е. если все размеры гидропередачи пропорционально увеличить или уменьшить, то безразмерная характеристика остается неизменной.

При построении безразмерных характеристик величины коэффициентов моментов колес насоса и турбины λ_n и λ_T для различных значений i_r' получают расчетом, используя для этого известные в теории гидродинамических передач соотношения

$$\text{и} \quad \left. \begin{aligned} M_n &= \gamma\lambda_n n_n^2 D^5 \\ M_T &= \gamma\lambda_T n_T^2 D^5, \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

а также значения M_n и M_T , полученные при снятии внешней характеристики при тех же n_T или i_r' .

Силовое передаточное отношение \hat{i}_r гидропреобразователя момента (часто называемое также коэффициентом трансформации K) получим, разделив второе уравнение системы (59) на первое

$$\hat{i}_r = K = \frac{M_T}{M_n} = \frac{\gamma\lambda_T n_T^2 D^5}{\gamma\lambda_n n_n^2 D^5} = \frac{\lambda_T}{\lambda_n}. \quad (60)$$

Коэффициент полезного действия гидропреобразователя, очевидно, будет равен

$$\eta_r = \frac{M_T n_T}{M_n n_n},$$

но

$$\frac{M_T}{M_n} = \hat{i}_r, \text{ а } \frac{n_T}{n_n} = i_r',$$

тогда

$$\eta_r = \hat{i}_r i_r'. \quad (61)$$

На рис. 68 и 69 приведены безразмерные характеристики гидротрансформатора и комплексной гидропередачи¹. В последнем случае видно, что при равенстве моментов $M_n = M_T$ (т. е. при мо-

¹ Поскольку $\hat{i}_r = K = \frac{\lambda_T}{\lambda_n}$, на безразмерных характеристиках для удобства

пользования вместо кривой λ_T часто приводят кривую \hat{i}_r (или K) со своим масштабом по оси ординат.

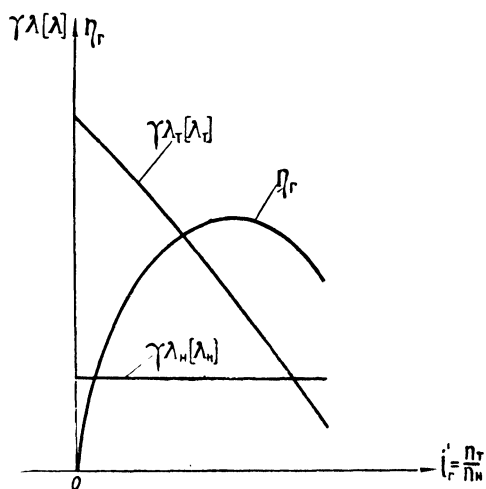


Рис. 68

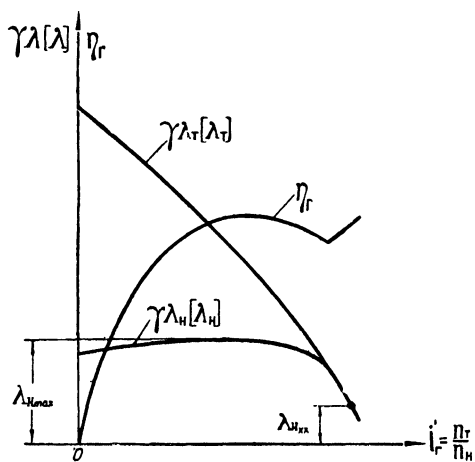


Рис. 69

менте на реактивном аппарате ($M_p = 0$) гидropередача переходит на режим работы гидромuфты с изменением к. п. д. по линейной зависимости.

Оценочными параметрами гидродинамических преобразователей момента, характеризующими их тяговые свойства, являются (см. рис. 67):

1. Максимальное силовое передаточное отношение (или максимальный коэффициент трансформации)

$$\hat{i}_{r_0} = K_0 = \frac{M_{T(0)}}{M_{H(0)}},$$

характеризующее преобразующие свойства гидropередачи при неподвижном колесе турбины ($i_r' = 0$), что соответствует режиму трогания танка с места.

2. Рабочий диапазон изменения оборотов турбины в пределах приемлемого для танковых трансмиссий значения к. п. д. гидropередачи (обычно принимают $\eta_r \geq 0,75$)

$$d_p = \frac{n_r''}{n_r'} = \frac{i_r''}{i_r'}.$$

3. Рабочий диапазон изменения силового передаточного отношения \hat{i}_r в тех же пределах изменения к. п. д. гидropередачи

$$\hat{d}_p = \frac{\hat{i}_r'}{\hat{i}_r''}.$$

Параметры d_p и \hat{d}_p определяют диапазон передач механической коробки передач гидромеханической трансмиссии танка.

4. Максимальное и среднее (в рабочей зоне) значения коэффициента полезного действия гидropередачи

$$\eta_{r\max} \text{ и } \eta_{r\text{cp}} = \frac{n_r' \int \eta_r dn_r}{n_r'' - n_r'}.$$

5. Коэффициент автоматичности A_r (величина обратная ему часто называется коэффициентом прозрачности Π), представляющий собой отношение момента на колесе насоса при работе системы «двигатель — гидropередача» на расчетном скоростном режиме и при нейтрали в коробке передач к максимальному моменту на колесе насоса на этом же скоростном режиме (см. рис. 69)

$$A_r = \frac{\lambda_{Hx.x}}{\lambda_{H\max}} = \frac{M_{Hx.x}}{M_{H\max}}.$$

Этот коэффициент характеризует совместную работу двигателя с гидropередачей и, в частности, определяет возможности использования приспособляемости двигателя внутреннего сгорания к изменению внешней нагрузки.

В табл. 13 приведены пределы изменения основных оценочных параметров гидротрансформаторов и комплексных гидropередач, нашедших применение в транспортных машинах различного назначения.

Таблица 13

Оценочный параметр	Тип гидropередачи	
	гидротрансформатор (одно-, двух-, и трехступенчатый)	комплексная гидropередача (с одним и двумя реакторами)
$\hat{i}_{г\max} (K_0)$	4,1 ÷ 6,4	2,1 ÷ 4,0
d_p	1,9 ÷ 2,3	2,7 ÷ 2,9
\hat{d}_p	1,9 ÷ 2,3	1,5 ÷ 2,2
$\gamma_{г\max}$	0,8 ÷ 0,86	0,87 ÷ 0,91 – на участке преобразования момента; 0,95 ÷ 0,96 – на режиме гидромуфты
$\gamma_{г\text{ср}}$	0,78 ÷ 0,82	0,85 ÷ 0,87

Хотя гидротрансформаторы по сравнению с комплексными гидropередачами в большей степени могут преобразовывать подведенный к насосу момент, тем не менее в танках большее распространение получают комплексные передачи, обладающие более высоким коэффициентом полезного действия.

§ 2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

При работе любой гидродинамической передачи момент, действующий на ведущем валу ее, т. е. на колесе насоса, изменяется прямо пропорционально квадрату оборотов этого вала и коэффициенту момента насоса

$$M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D^5.$$

С другой стороны, двигатель как источник энергии имеет также свою характеристику, по которой можно судить о величине момента, развиваемого на коленчатом валу при определенных оборотах

этого вала и подаче топлива. Следовательно, при работе системы «двигатель — гидropередача» необходимо находить режимы совместной работы, которые определяют из условия равенства моментов двигателя (M_d) и приведенного к коленчатому валу двигателя момента сопротивления колеса насоса (M_n).

Режимы совместной работы двигателя и гидropередачи находят графически.

Безразмерная характеристика является основной и исходной зависимостью при исследовании совместной работы гидродинамической передачи с двигателем.

Несмотря на то, что при больших изменениях числа оборотов n_n , момента M_n и активного диаметра D гидropередачи кривые безразмерной характеристики несколько изменяются, тем не менее при исследовании работы гидropередачи с двигателем эти кривые принимают постоянными, что в практических расчетах оказывается вполне допустимым.

Совместная работа двигателя с полностью автоматическим (непрозрачным) гидротрансформатором, коэффициент автоматичности которого равен единице или близок к ней, показана на рис. 70.

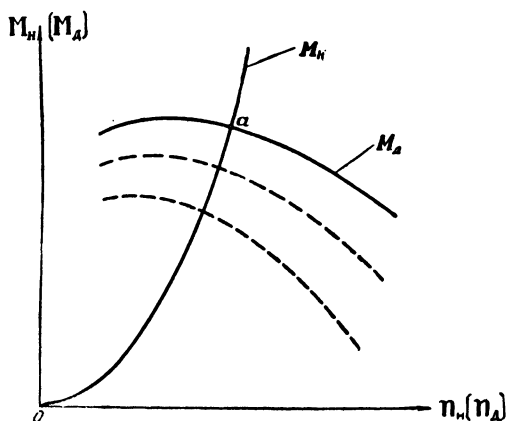


Рис. 70

Поскольку данный тип гидropередачи характеризуется постоянной величиной коэффициента λ_n при всех значениях числа оборотов n_T колеса турбины и передаточного отношения i_T' , изменение момента на колесе насоса M_n в зависимости от оборотов n_n насоса во всем диапазоне изменения скоростного и нагруженного режимов колеса турбины (n_T и M_T) определяется одной квадратичной параболой, построенной по уравнению (59) при значении $\lambda_n = \text{const}$ (или $\gamma\lambda_n = \text{const}$), которое берется из безразмерной характеристики рассматриваемой гидropередачи. Задаваясь разными величинами n_n ,

по уравнению (59) получают значения M_n , по которым и строится параболическая кривая изменения момента на колесе насоса, называемая входной характеристикой.

На этом же рисунке нанесена кривая свободного крутящего момента M_d двигателя, приведенного к колесу насоса, при работе двигателя по внешней характеристике. Точка пересечения кривой нагрузки колеса насоса с кривой крутящего момента двигателя определит режим совместной работы гидропередачи и двигателя, т. е. значения $n_d = n_n$, $M_d = M_n$ и N_d при полной подаче топлива в двигатель.

В то время как в рассматриваемом случае двигатель и насос гидропередачи работают на постоянном режиме, установленном подачей топлива в двигатель, при изменении внешнего сопротивления автоматически изменяются скоростные и нагрузочные режимы работы колеса турбины (n_t и M_t) в соответствии с преобразующими свойствами гидропередачи. Зависимость $M_t = f(n_t)$ при этом находится следующим образом.

Задаваясь различными величинами i'_t (например, $i'_t = 0,05; 0,1; 0,2$ и т. д.), по безразмерной характеристике гидропередачи находят соответствующие им значения силового передаточного числа \hat{i}_t (или коэффициента трансформации K). Затем, пользуясь зависимостью $i'_t = \frac{n_t}{n_n}$, определяют числа оборотов n_t колеса турбины при различных i'_t , а величины моментов M_t турбины при этих же значениях i'_t получают из уравнения

$$M_t = M_n \hat{i}_t = \gamma \lambda_n \hat{i}_t n_n^2 D^5.$$

По значениям M_t и соответствующим им величинам n_t при совместной работе двигателя с гидропередачей можно построить так называемую выходную характеристику системы «двигатель — гидропередача» $M_t = f(n_t)$, приведенную на рис. 71. На ней выделяется зона рабочего диапазона, которой пользуются при тяговых расчетах танка с гидромеханической трансмиссией.

Если исследуется совместная работа гидропередачи с двигателем на частичных характеристиках (с неполными подачами топлива), то все расчеты проводят таким же образом. Режимы совместной работы при этом находят путем пересечения кривой нагрузки насоса с приведенными к насосу кривыми крутящих моментов двигателя при его работе с различными подачами топлива (на рис. 70 кривые момента двигателя на частичных характеристиках нанесены пунктиром).

В случае рассмотрения совместной работы двигателя и гидропередачи с коэффициентом автоматичности меньше единицы, у которой на безразмерной характеристике значения λ_n в зависимости от i'_t (или n_t) изменяются значительно, приходится строить нагрузочные параболы насоса для каждого выбранного на безраз-

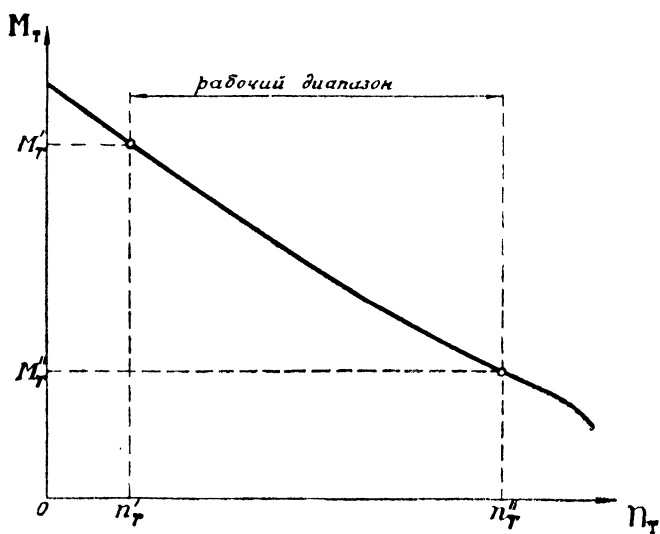


Рис. 71

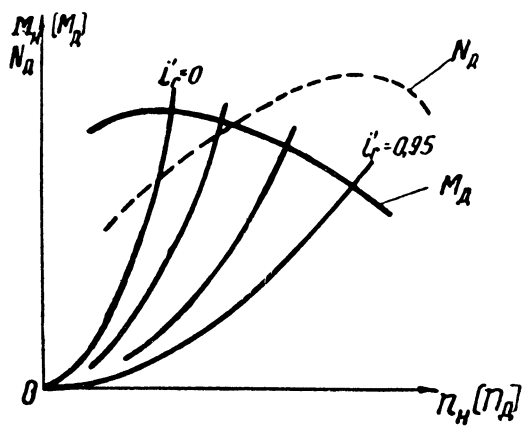


Рис. 72

мерной характеристике значения i'_r (рис. 72). Нагрузочные характеристики насоса строятся по уравнению (59), но каждая из них имеет свое значение коэффициента момента насоса λ_n . Чем меньше коэффициент автоматичности A_r гидропередачи, тем шире расходятся ветви нагрузочных парабол и тем больше будет изменяться число оборотов двигателя. Точки пересечения характеристик насоса с кривой свободного момента двигателя M_d определяют режимы совместной работы гидропередачи и двигателя, т. е. значения $n_d = n_n$, $M_d = M_n$ и N_d . Для каждого из этих режимов, характеризующихся значениями i'_r и n_n , находят число оборотов n_t колеса турбины, пользуясь при этом соотношением $i'_r = \frac{n_t}{n_n}$, а

из безразмерной характеристики гидропередачи для этих же режимов выписывают по значениям i'_r соответствующие им величины силового передаточного числа \hat{i}_r . Если на безразмерной характеристике насоса нанесена кривая коэффициента момента турбины, то тогда выписывают величины λ_t .

Затем по уравнениям

$$M_t = M_n \hat{i}_r = \gamma \lambda_n \hat{i}_r n_n^2 D^5,$$

или

$$M_t = \gamma \lambda_t n_t^2 D^5$$

для каждого значения i'_r (или n_t) находят соответствующие им величины момента M_t турбины, после чего строят выходную характеристику системы „двигатель—гидропередача“, т. е. зависимость $M_t = f(n_t)$, используемую для тяговых расчетов.

Для гидропередач с малым коэффициентом автоматичности (прозрачных) характерно то, что при значительном сопротивлении движению или в начале разгона машины, когда ведомый вал гидропередачи вращается медленно, двигатель внутреннего сгорания работает в области высоких крутящих моментов, что желательно в начальной стадии движения машины.

С увеличением же скорости, когда число оборотов колеса турбины растет, увеличивается также и число оборотов двигателя. Это позволяет использовать приспособляемость двигателя и снимать с него более высокую мощность при увеличении скорости движения машины.

При совместной работе двигателя с такой гидропередачей число оборотов двигателя будет определяться не только положением педали подачи топлива, но и скоростным передаточным отношением i'_r гидропередачи.

Методика рассмотрения совместной работы двигателя внутреннего сгорания с гидродинамической муфтой аналогична методике, принятой для системы «двигатель — гидродинамический преобразователь момента».

Очевидно, что в этом случае значение передаваемого гидромурфтой момента M_+ при данном i'_r будет определено непосредственно при пересечении нагрузочной характеристики насоса (параболы), построенной для данного i'_r , с кривой свободного момента M_d двигателя.

§ 3. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТАНКА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

В данном параграфе рассмотрим методику построения тяговой характеристики танка с гидромеханической трансмиссией. Для большей наглядности разберем этот вопрос отдельно для последовательного и для параллельного включения гидродинамической передачи при передаче мощности от двигателя к ведущим колесам танка. Эта методика может быть использована для любой схемы гидромеханической трансмиссии.

1. Построение тяговой характеристики танка при последовательном включении гидропередачи

Схема гидромеханической трансмиссии с последовательным включением гидропередачи показана на рис. 73, где обозначены: ГП — гидропередача; КП — коробка передач с небольшим числом ступеней; МП — механизм поворота; БП — бортовая передача.

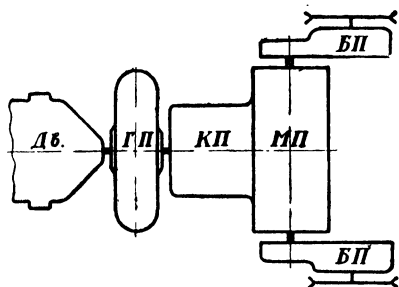


Рис. 73

В рассматриваемой схеме, с целью сокращения последующих выкладок, не приведен входной редуктор, часто устанавливаемый между двигателем и гидропередачей для обеспечения оптимальных условий их совместной работы. При наличии такого редуктора учесть в тяговых расчетах его передаточное число не представит затруднений.

Допустим, что на танке установлена комплексная гидропередача, безразмерная характеристика которой приведена в левой части рис. 74, а все данные, необходимые для поверочного тягового расчета танка, известны. Напомним, что тяговой характеристикой танка с гидромеханической трансмиссией, так же как и с механиче-

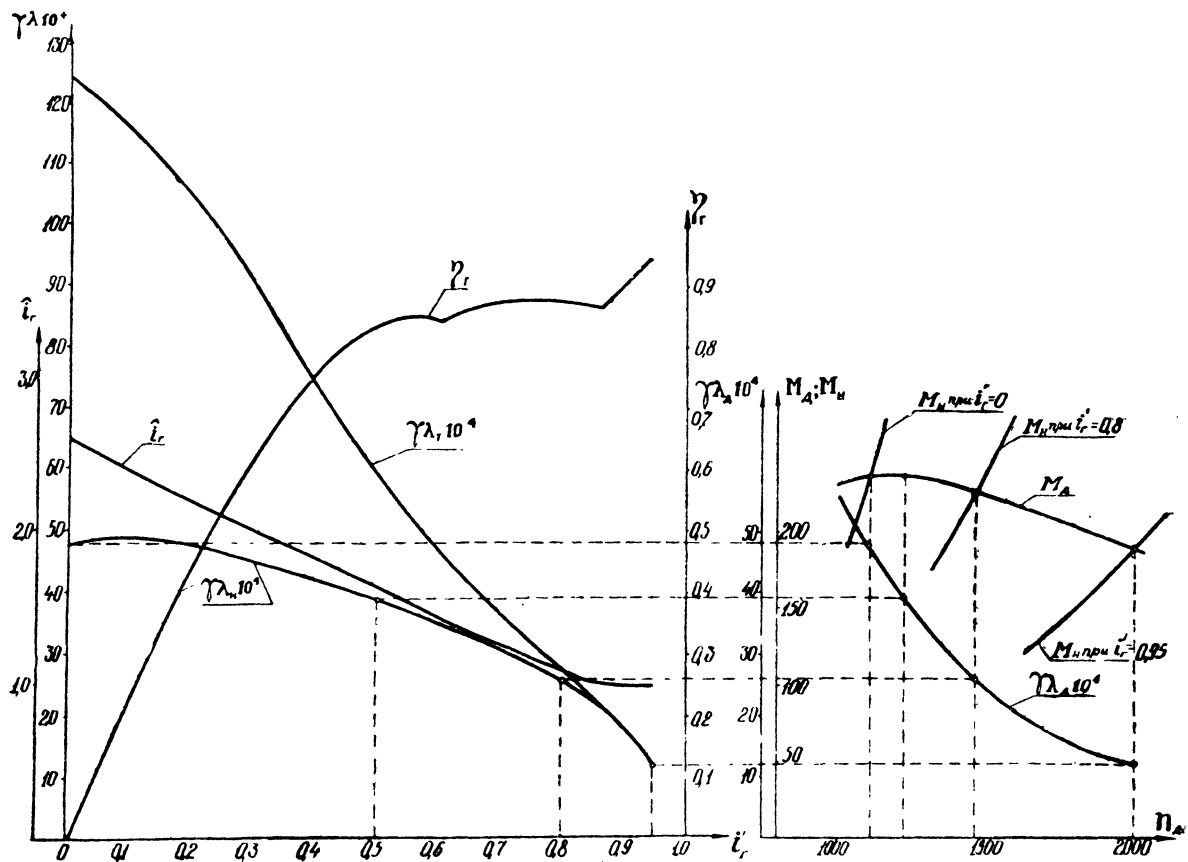


Рис. 74

ской ступенчатой коробкой передач, называется графическая зависимость удельной силы тяги f_d от скорости движения на различных передачах при полной подаче топлива в двигатель.

Основой при построении тяговой характеристики служат безразмерная характеристика гидропередачи и график совместной работы системы «двигатель — гидропередача» (на рис. 74 справа) при полной подаче топлива в двигатель.

Начинают с того, что на безразмерной характеристике во всем диапазоне изменения i_r' в зависимости от протекания кривых λ_n , \hat{i}_r и η_r выбирают 5—6 расчетных режимов по скоростному передаточному отношению i_r' (например, $i'_{r_1} = 0$; $i'_{r_2} = 0,5$; . . . ; $i'_{r_n} = 0,95$), наиболее полно характеризующих тяговые свойства гидропередачи. Все последующие расчеты выполняют применительно к этим режимам в такой последовательности. Для каждого из выбранных значений i_r' выписывают из безразмерной характеристики соответствующие им величины коэффициента момента насоса λ_n (или $\gamma\lambda_n$), по которым, пользуясь выражением $M_n = \gamma\lambda_n n_n^2 D^5$, на скоростной характеристике двигателя строят нагрузочные характеристики (входные параболы) насоса.

Пересечение нагрузочной характеристики насоса с кривой момента M_d двигателя определяет режим совместной работы двигателя и гидропередачи для каждого i_r' , т. е. численные значения $n_n = n_d$ и $M_n = M_d$.

Это в свою очередь позволяет определить числа оборотов n_t и моменты M_t колеса турбины на выбранных режимах, используя зависимости $n_t = n_n i_r'$ и $M_t = M_n \hat{i}_r$ (или $M_t = \gamma\lambda_n n_n^2 D^5$).

По значениям n_t можно подсчитать скорость танка на каждой передаче коробки передач по формуле

$$v = 2\pi r_{в.к} \frac{n_t}{i_{тр}} \cdot \frac{60}{1000} = 0,377 \frac{r_{в.к} i_r' n_n}{i_{тр}} \frac{км}{ч},$$

где $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии в цепи механизмов от турбины до ведущего колеса танка на рассматриваемой передаче коробки передач.

Значения сил тяги $P_{в.к}$ на ведущих колесах танка при этих скоростях находят из выражения

$$P_{в.к} = \frac{M_t i_{тр} \eta_{тр}}{r_{в.к}},$$

где $\eta_{тр}$ — к. п. д. трансмиссии в цепи механизмов от турбины до ведущих колес.

Сила тяги на гусеницах, как известно, определяется выражением

$$P_d = P_{в.к} \eta_{г.д.}$$

Значения к. п. д. гусеничного движителя, так же как и при выполнении тяговых расчетов танков с механическими трансмиссиями, берутся или из экспериментальных зависимостей, или подсчитываются по формуле (11).

После этого определяют величины удельных сил тяги $f_d = \frac{P_d}{G}$ и строят тяговую характеристику танка $f_d = f(v)$.

Выполнение всех приведенных выше расчетов удобно производить путем последовательного заполнения таблицы (см. табл. 14).

На рис. 75 изображена тяговая характеристика танка, построенная по рассмотренной методике при наличии трех ступеней в коробке передач.

На каждой ступени коробки передач на режимах трансформации момента тяговая характеристика протекает примерно по гиперболической зависимости, т. е. приближается к характеристике, которой обладают прогрессивные передачи.

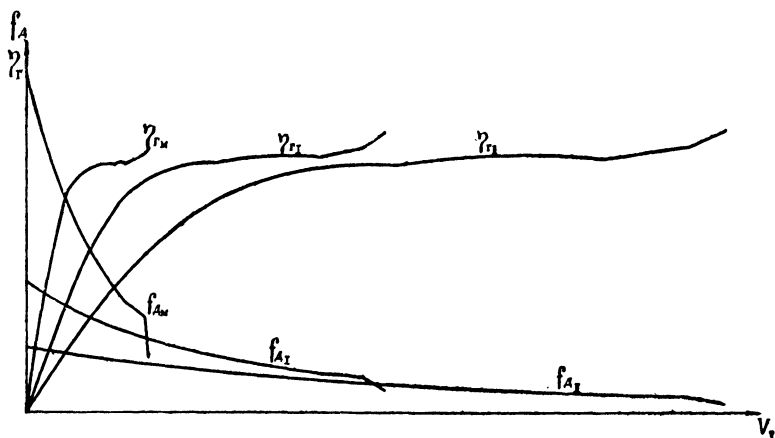


Рис. 75

Тяговые качества танка с гидромеханической трансмиссией оценивают по тяговой характеристике так же, как и при наличии на танке ступенчатой механической трансмиссии.

Для выделения на тяговой характеристике области работы гидропередачи с приемлемыми значениями к. п. д. (принимают $\eta_r \geq 0,75$) следует пользоваться безразмерной характеристикой.

В частности, в рассматриваемом примере с комплексной гидропередачей при выборе расчетных режимов необходимо взять одно из значений i'_r при $\eta_r = 0,8$, что позволит на тяговой характеристике отсечь область работы гидропередачи на неэкономичных режимах.

Наиболее трудоемкими в этих расчетах являются подсчеты для построения нагрузочных характеристик насоса (входных парабол).

Скоростное передаточное отношение гидропередачи $i_{г}'$	$i'_{г_1}$	$i'_{г_2}$	$i'_{г_3}$	$i'_{г_n}$
Коэффициент момента насоса гидропередачи λ_n [$\gamma\lambda_n$]				
Момент насоса и двигателя на режиме совместной работы $M_n = M_d = \gamma\lambda_n n_n^2 D^5$				
Обороты насоса и двигателя на режиме совместной работы $n_n = n_d$				
Силовое передаточное число гидропередачи $\hat{i}_{г}$ (или коэффициент момента турбины λ_t [$\gamma\lambda_t$])				
Момент турбины $M_t = M_n \hat{i}_{г} = \gamma\lambda_t n_n^2 D^5$				
Обороты турбины $n_t = n_n i_{г}'$				
Скорость танка $v = \frac{\pi n_t r_{в.к}}{30 i_{тр}} 3,6 \frac{км}{ч}$	I передача			
	k -ая передача			
Сила тяги на ведущих колесах $P_{в.к} = \frac{M_t i_{тр} \eta_{тр}}{r_{в.к}}$	I передача			
	k -ая передача			
Удельная сила тяги на ведущих колесах $f_{в.к} = \frac{P_{в.к}}{G}$	I передача			
	k -ая передача			
К. п. д. гусеничного движителя $\eta_{г.д}$	I передача			
	k -ая передача			
Удельная сила тяги на гусеницах $f_d = f_{в.к} \eta_{г.д}$	I передача			
	k -ая передача			

Для упрощения вводят понятие коэффициента момента λ_d двигателя, аналогично коэффициенту момента λ_n насоса, записывая выражение свободного крутящего момента двигателя в таком виде:

$$M_d = \gamma \lambda_d n_d^2 D^5.$$

Поскольку условием совместной работы двигателя и гидропередачи являются равенства $M_n = M_d$ и $n_n = n_d$, а $M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D^5$, то отсюда следует, что на режимах совместной работы $\lambda_d = \lambda_n$.

Это позволяет произвольно выбрать на кривой свободного момента двигателя несколько режимов, характеризуемых значениями M_d и соответствующих им n_d , подсчитать для них величины коэффициента момента λ_d по формуле

$$\lambda_d = \frac{M_d}{\gamma n_d^2 D^5}$$

и построить кривую $\lambda_d = f(n_d)$ [или $\gamma \lambda_d = f'(n_d)$] на одном графике с кривой свободного момента M_d двигателя (см. рис. 74).

Наличие такой зависимости позволяет для любого значения λ_n на безразмерной характеристике (и, следовательно, для любого i_r') легко найти режим совместной работы двигателя с гидропередачей, т. е. значения $n_d = n_n$ и $M_d = M_n$ при данном i_r' , приравняв λ_n величине λ_d на кривой $\lambda_d = f(n_d)$. На рис. 74 это показано для $i_r' = 0,5$.

2. Построение тяговой характеристики танка при параллельном включении гидропередачи

Построение тяговой характеристики танка в этом случае рассмотрим на примере гидромеханической трансмиссии «Кросс-Драйв» американского танка М46, схема которой изображена на рис. 76. Механическая коробка этой трансмиссии имеет две ступени для движения вперед: ускоренную (прямую) передачу, когда включается фрикцион $\Phi_{\text{уск}}$, и замедленную (I) передачу, осуществляемую включением тормоза $T_{\text{зам}}$. Передача заднего хода получается включением тормоза $T_{\text{з. х.}}$. На каждой передаче включается только один из упомянутых выше фрикционных элементов, а остальные в это время выключены. Механизм поворота в данной трансмиссии дифференциального типа. Поворот танка с этим механизмом рассматривается во II части.

При прямолинейном движении танка с указанной трансмиссией «Кросс-Драйв» мощность от двигателя к ведущим колесам передается двумя потоками. Один поток — от двигателя к насосу гидропередачи и далее от турбины через механические ступени коробки передач к эпициклическим шестерням суммирующих планетарных рядов, затем на водила этих рядов и от них через бортовые передачи к ведущим колесам. Второй поток — от двигателя к дифференциалу механизма поворота, затем по дополнительному при-

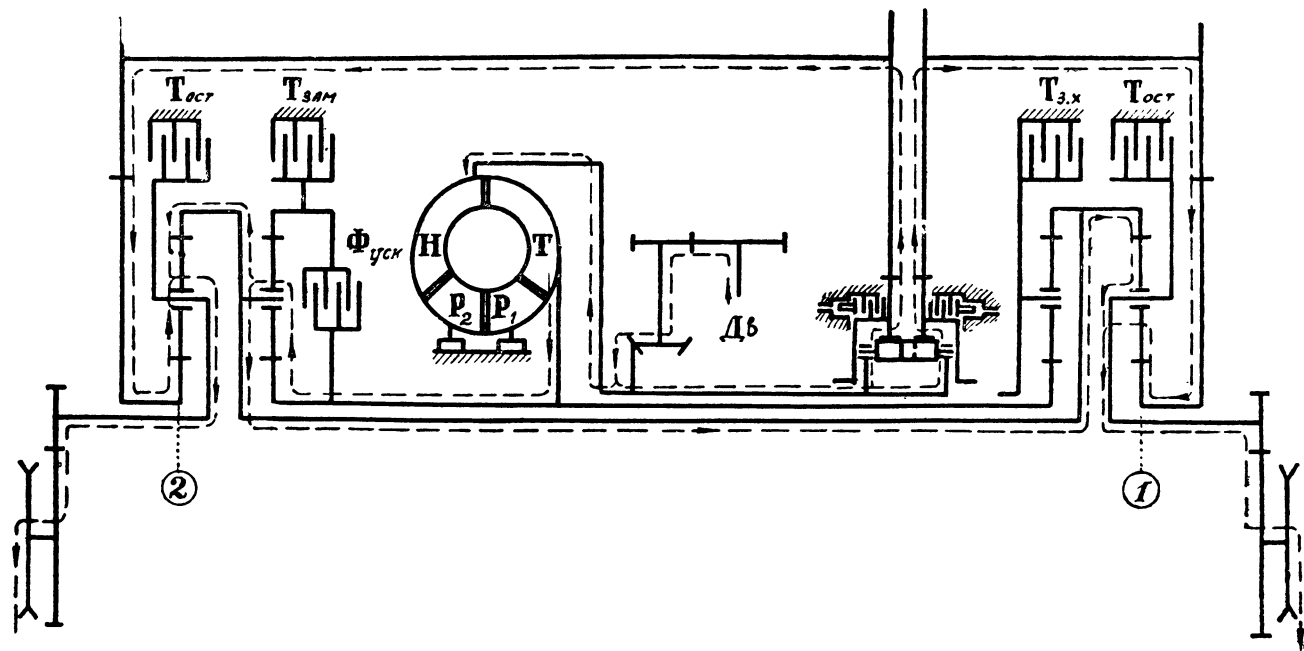


Рис. 76

воду на солнечные шестерни суммирующих планетарных рядов, от которых поступает на водила этих рядов, и далее через бортовые передачи к ведущим колесам. На рис. 76 эти потоки мощности показаны пунктиром.

Таким образом, при параллельном включении гидропередачи к ее насосу поступает лишь часть развиваемой двигателем мощности, а другая часть мощности передается к ведущим колесам по механической цепи, что должно учитываться при рассмотрении совместной работы двигателя с гидропередачей.

Исходными данными для построения тяговой характеристики танка и в этом случае будут безразмерная характеристика гидропередачи и характеристика совместной работы двигателя с гидропередачей. Так же, как и в случае последовательного включения гидропередачи, на безразмерной характеристике выбирают $5 \div 6$ расчетных режимов по i'_r и выписывают соответствующие им значения коэффициента момента λ_n насоса для определения момента на колесе насоса (при данном i'_r) по формуле

$$M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D^5.$$

Для рассматриваемой схемы трансмиссии момент колеса насоса, приведенный к валу двигателя, будет равен

$$M_n' = \frac{M_n}{i_1 \gamma_1},$$

где i_1 — передаточное отношение цепи механизмов от насоса до двигателя;

γ_1 — к. п. д. этой механической цепи.

Как уже отмечалось, при движении танка двигатель, помимо момента M_n' , нагружается еще моментом со стороны дополнительного привода. Этот момент, приведенный к валу двигателя, будет равен

$$M'_{\text{диф}} = \frac{M_1 + M_2}{i_d i_d \gamma_1 \gamma_d},$$

где M_1 и M_2 — моменты на солнечных шестернях рядов 1 и 2;

i_d — передаточное отношение дополнительного привода от дифференциала до солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов 1 и 2;

γ_d — к. п. д. дополнительного привода от дифференциала до солнечных шестерен рядов 1 и 2.

В соответствии со свойствами плоского планетарного ряда сумма моментов на солнечных шестернях суммирующих рядов 1 и 2 равна

$$M_1 + M_2 = \frac{M_T i_{к.п}}{k_{1,2}},$$

где $i_{к.п}$ — передаточное число коробки передач на рассматриваемой передаче;

$\eta_{к. п}$ — к. п. д. коробки передач;

$k_{1, 2}$ — характеристики суммирующих планетарных рядов 1, 2 (отношение числа зубьев эпицикла к числу зубьев солнечной шестерни).

Таким образом, момент сопротивления со стороны дополнительного привода, приведенный к валу двигателя, можно записать в таком виде

$$M'_{\text{диф}} = \frac{M_{\tau} i_{к. п} \eta_{к. п}}{k_{1, 2} i_1 i_d \eta_1 \eta_d} = \frac{M_{\tau} \hat{i}_{\tau} i_{к. п} \eta_{к. п}}{k_{1, 2} i_1 i_d \eta_1 \eta_d},$$

а суммарный момент сопротивления, преодолеваемый двигателем при прямолинейном движении танка и приведенный к валу двигателя, будет равен

$$M_c = M_{\tau}' + M'_{\text{диф}} = \frac{M_{\tau}}{i_1 \eta_1} \left(1 + \frac{\hat{i}_{\tau} i_{к. п} \eta_{к. п}}{k_{1, 2} i_d \eta_d} \right). \quad (62)$$

Очевидно, режимы совместной работы двигателя и гидropередачи при параллельном включении последней определяются путем пересечения кривой свободного момента двигателя $M_d = f(n_d)$ с кривыми $M_c = f(n_n)$, которые необходимо строить на каждой ступени коробки передач для всех выбранных по i_{τ}' расчетных режимов. Для этого, задаваясь различными оборотами n_n насоса, для каждого значения i_{τ}' находят соответствующие им величины момента M_n насоса по зависимости $M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D^5$. Затем по выражению (62) находят значения суммарных моментов сопротивления, приведенных к валу двигателя. При этом величина силового передаточного отношения i_{τ} берется из безразмерной характеристики гидropередачи для соответствующего значения i_{τ}' . При построении нагрузочных характеристик $M_c = f(n_n)$ на совместном графике с кривой $M_d = f(n_d)$ необходимо учитывать, что оборотам колеса насоса гидropередачи соответствуют обороты двигателя, определяемые зависимостью $n_n = \frac{n_d}{i_1}$.

Как уже отмечалось, пересечение кривой свободного момента двигателя $M_d = f(n_d)$ с каждой из нагрузочных кривых $M_c = f(n_n)$ на графике совместной работы позволяет определить режим совместной работы двигателя и гидropередачи, т. е. значения M_c и n_d для данного i_{τ}' . Зная численное значение M_c , можно из выражения (62) найти величину момента M_n колеса насоса гидropередачи, а по n_d найти соответствующие им обороты n_n колеса насоса.

По значениям n_n и M_n для каждого i_{τ}' находят обороты n_{τ} и моменты M_{τ} колеса турбины, а по ним и числам оборотов n_d двигателя на режимах совместной работы определяют силы тя-

ги и скорости танка на каждой передаче коробки передач для всех выбранных значений i_r' .

В конкретно рассматриваемом случае, учитывая свойства плоских планетарных рядов с внутренним зацеплением, силу тяги на ведущих колесах танка для каждого i_r' можно подсчитать по выражению

$$P_{в.к} = \frac{M_T i_{к.п} i_{б.п} \frac{1+k_1}{k_1} \eta_{к.п} \eta_{с.р} \eta_{б.п}}{r_{в.к}},$$

где $\eta_{с.р}$ — к. п. д. суммирующего планетарного ряда;
 $i_{б.п}$ и $\eta_{б.п}$ — передаточное число и к. п. д. бортовой передачи танка;

$k_1 = k_2$ — характеристики суммирующих планетарных рядов.

Сила тяги и удельная сила тяги танка определяются известными выражениями:

$$P_d = P_{в.к} \eta_{г.д};$$

$$f_d = \frac{P_d}{G}.$$

Скорость танка на каждом режиме совместной работы может быть найдена по формуле

$$v = \frac{\pi n_{01,2} r_{в.к}}{30 i_{б.п}} \cdot 3,6 = 0,377 \left(\frac{n_{1,2}}{1+k_{1,2}} + \frac{n'_{1,2} k_{1,2}}{1+k_{1,2}} \right) \frac{r_{в.к}}{i_{б.п}} =$$

$$= 0,377 \frac{r_{в.к} n_d}{i_1 (1+k_{1,2}) i_{б.п}} \left(\frac{1}{i_d} + \frac{i_r' k_{1,2}}{i_{к.п}} \right) \frac{км}{ч},$$

где $n_{01,2}$ — число оборотов в минуту водил суммирующих планетарных рядов 1, 2;

$n_{1,2}$ — число оборотов в минуту солнечных шестерен суммирующих рядов; $n_{1,2} = \frac{n_d}{i_1 i_d}$;

$n'_{1,2}$ — число оборотов в минуту эпициклических шестерен суммирующих рядов; $n'_{1,2} = \frac{n_r}{i_{к.п}} = \frac{i_r' n_d}{i_1 i_{к.п}}$.

§ 4. ДИНАМИКА ТАНКА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ В ПРОЦЕССЕ РАЗГОНА

Для танка с гидромеханической трансмиссией пока еще не найдено точных решений задач динамики вследствие того, что: 1) танк с такой трансмиссией представляет собой систему по меньшей мере с двумя степенями свободы; 2) дифференциальные уравнения движения в этом случае получаются нелинейными и их интегрирование в чистом виде затруднено.

По этим же причинам изложенный ниже метод оценки динамических качеств машины является приближенным, однако он с достаточной для практики точностью позволяет рассчитывать динамику танка с гидромеханической трансмиссией при разгоне.

Процесс разгона танка с гидродинамическим преобразователем можно представить состоящим из нескольких этапов. На первом этапе (при трогании с места и после включения последующей передачи в процессе разгона) числа оборотов коленчатого вала двигателя увеличиваются до величины, при которой момент нагрузки насоса гидropередачи становится равным крутящему моменту, развиваемому двигателем при его работе по внешней характеристике, т. е. на первом этапе происходит выход на внешнюю характеристику двигателя. На втором этапе двигатель работает по внешней характеристике совместно с гидropередачей. На третьем этапе разгона, так же как и в случае ступенчатой механической трансмиссии, машина движется по инерции при переключении коробки передач на следующую передачу. В дальнейшем процесс разгона протекает аналогичным образом.

Как и в случае ступенчатой механической трансмиссии, в качестве оценочных параметров при разгоне принимают ускорение танка, время и путь разгона до заданной скорости движения.

В изложенном ниже методе определения ускорения танка в процессе разгона приняты следующие допущения.

1. Несмотря на то, что разгон танка сопровождается работой двигателя и гидropередачи на неустановившихся режимах, при расчетах свойства двигателя и гидropередачи будем отображать характеристиками, полученными при установившихся режимах их работы.

2. Первым этапом разгона пренебрегаем.

Возможность принятых допущений, значительно упрощающих расчеты, объясняется небольшой продолжительностью первого этапа разгона (не более 1 сек [16]), незначительным отличием характеристик гидродинамических передач (и двигателей) при работе на неустановившихся режимах по сравнению с работой на установившихся режимах [2], а также тем, что подобные расчеты носят сравнительный характер, т. е. служат для сравнения отдельных танков.

Разгон танка при последовательном включении гидropередачи. Уравнение (40), посредством которого определяют ускорение танка при прямолинейном движении, является справедливым для любого типа трансмиссии, в том числе и гидромеханической. Но если коэффициент δ для ступенчатой механической трансмиссии в процессе разгона на каждой передаче является величиной постоянной, то при наличии в танке гидромеханической трансмиссии коэффициент учета вращающихся масс танка оказывается переменной величиной, изменяющейся в зависимости от скорости движения. Обозначим этот коэффициент через $\delta_{гм}$. Тогда при гидромеханической

трансмиссии ускорение танка может быть определено из уравнения

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta_{\text{ГМ}}} (f_{\text{д}} - f_{\text{с}}), \quad (63)$$

После построения тяговой характеристики танка значения $f_{\text{д}}$ для любой скорости движения на каждой передаче оказываются известными и для подсчета по формуле (63) ускорений \dot{x} танка в процессе разгона необходимо определить лишь величину коэффициента $\delta_{\text{ГМ}}$ в зависимости от скорости танка на каждой передаче.

Для определения коэффициента $\delta_{\text{ГМ}}$ воспользуемся, как и в случае ступенчатой механической трансмиссии, законом изменения кинетической энергии системы в дифференциальной форме (18).

При последовательном включении гидropередачи в трансмиссии танка (см. рис. 73) кинетическая энергия системы «двигатель — насосное колесо» может быть записана в таком виде

$$T_2' = \frac{1}{2} I_{\text{д}} \omega_{\text{д}}^2,$$

где $I_{\text{д}}$ — приведенный к валу двигателя суммарный момент инерции деталей, кинематически жестко связанных с коленчатым валом двигателя;

$\omega_{\text{д}}$ — угловая скорость коленчатого вала.

Тогда, согласно закону живых сил, изменение кинетической энергии рассматриваемой системы, считая, что к. п. д. механической цепи от двигателя до насосного колеса равен единице, будет

$$dT_2' = I_{\text{д}} \omega_{\text{д}} d\omega_{\text{д}} = 75 N_{\text{д}} dt - 75 N_{\text{н}} dt, \quad (64)$$

где $N_{\text{н}}$ — мощность, развиваемая на насосном колесе гидropередачи.

Кинетическая энергия всего танка в переносном движении (T_1) и кинетическая энергия всех остальных вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части танка в относительном движении (T_2'') равна

$$T_1 + T_2'' = T_0 = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} I_{\text{в.к}} \omega_{\text{в.к}}^2,$$

где $I_{\text{в.к}}$ — приведенный к ведущим колесам суммарный момент инерции вращающихся деталей танка от турбинного колеса до деталей ходовой части включительно;

$\omega_{\text{в.к}}$ — угловая скорость ведущих колес.

Точно так же, как и в случае ступенчатой механической трансмиссии, выражение T_0 можно записать таким образом:

$$T_0 = \delta_{o_i} \frac{m v^2}{2},$$

где δ_{o_i} — значение коэффициента учета вращающихся масс танка на i -ой передаче при отсутствии какой-либо связи

между насосным и турбинным колесами (например, при сливе рабочей жидкости из гидропередачи).

В соответствии с законом живых сил изменение кинетической энергии второй рассматриваемой системы, равное сумме элементарных работ всех внешних и внутренних сил, может быть представлено в таком виде:

$$d\Gamma_0 = \delta_{0_i} mvdv = 75N_T dt - 75N_T(1 - \eta_T') dt \pm G \sin \alpha dx - fG \cos \alpha dx,$$

где N_T — мощность, развиваемая на турбинном колесе гидропередачи;

η_T' — механический к. п. д., учитывающий потери мощности в трансмиссии (от турбины гидропередачи до ведущих колес) и в ходовой части танка.

Поскольку $f \cos \alpha \pm \sin \alpha = f_c$, последнее выражение можно записать так:

$$\delta_{0_i} mvdv = 75N_T \eta_T' dt - f_c G dx. \quad (65)$$

Решим совместно систему уравнений (64) и (65).

Разделив обе части уравнения (64) на dt и используя соотношение

$$N_H = \frac{N_T}{\eta_T},$$

где η_T — к. п. д. гидропередачи, получим

$$75N_T = 75N_A \eta_T - I_A \omega_A \eta_T \frac{d\omega_A}{dt}. \quad (64a)$$

Разделив обе части уравнения (65) на v и dt , будем иметь

$$\delta_{0_i} m \frac{dv}{dt} = 75 \frac{N_T \eta_T'}{v} - f_c G. \quad (65a)$$

Подставим значение N_T из уравнения (64a) в уравнение (65a)

$$\delta_{0_i} m \frac{dv}{dt} = \left(75N_A \eta_T - I_A \omega_A \eta_T \frac{d\omega_A}{dt} \right) \frac{\eta_T'}{v} - f_c G.$$

Откуда, считая произведение $\eta_T' \eta_T = \eta_T$ — к. п. д. танка, получим

$$\delta_{0_i} m \frac{dv}{dt} + I_A \eta_T \frac{\omega_A}{v} \frac{d\omega_A}{dt} = \frac{75N_A \eta_T}{v} - f_c G.$$

Преобразуем выражения $\frac{\omega_A}{v}$ и $\frac{d\omega_A}{dt}$.

Очевидно,

$$\omega_A = \frac{v i_{TP_i}}{r_{в.к}},$$

где $i_{\text{тp}_i}$ — общее кинематическое передаточное число трансмиссии танка (от двигателя до ведущих колес) на i -ой передаче; $i_{\text{тp}_i} = \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{в.к}}}$.

$$\text{Тогда } \frac{\omega_{\text{д}}}{v} = \frac{i_{\text{тp}_i}}{r_{\text{в.к}}}.$$

Поскольку $\omega_{\text{в.к}}$ и $i_{\text{тp}_i}$ (при гидромеханической трансмиссии) в процессе разгона являются переменными величинами, производную $\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}$ можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} &= \frac{d(\omega_{\text{в.к}} i_{\text{тp}_i})}{dt} = i_{\text{тp}_i} \frac{d\omega_{\text{в.к}}}{dt} + \omega_{\text{в.к}} \frac{di_{\text{тp}_i}}{dt} = \\ &= i_{\text{тp}_i} \frac{1}{r_{\text{в.к}}} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{r_{\text{в.к}}} \frac{di_{\text{тp}_i}}{dt}. \end{aligned}$$

Так как

$$\frac{di_{\text{тp}_i}}{dt} = \frac{di_{\text{тp}_i}}{dv} \frac{dv}{dt},$$

то

$$\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = \left(\frac{i_{\text{тp}_i}}{r_{\text{в.к}}} + \frac{v}{r_{\text{в.к}}} \frac{di_{\text{тp}_i}}{dv} \right) \frac{dv}{dt}.$$

Подставляя полученное выражение в рассматриваемое уравнение и учитывая, что

$$\frac{75N_{\text{д}}\eta_{\text{т}}}{v} = P_{\text{д}},$$

будем иметь

$$\delta_{o_i} m \frac{dv}{dt} + I_{\text{д}} \eta_{\text{т}} \frac{i_{\text{тp}_i}}{r_{\text{в.к}}} \left(\frac{i_{\text{тp}_i}}{r_{\text{в.к}}} + \frac{v}{r_{\text{в.к}}} \frac{di_{\text{тp}_i}}{dv} \right) \frac{dv}{dt} = P_{\text{д}} - f_{\text{с}} G,$$

откуда определим ускорение танка при разгоне

$$\ddot{x} = \frac{dv}{dt} = \frac{P_{\text{д}} - f_{\text{с}} G}{\delta_{\text{гм}} m} = \frac{(f_{\text{д}} - f_{\text{с}}) g}{\delta_{\text{гм}}},$$

где

$$\delta_{\text{гм}} = \delta_{o_i} + \frac{I_{\text{д}} \eta_{\text{т}} i_{\text{тp}_i}^2}{m r_{\text{в.к}}^2} \left(1 + \frac{v}{i_{\text{тp}_i}} \frac{di_{\text{тp}_i}}{dv} \right). \quad (66)$$

Таким образом, коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{\text{гм}}$ при наличии в танке гидромеханической трансмиссии с последовательным включением гидropередачи состоит из постоянной (для

каждой передачи) составляющей δ_{0_i} и переменной составляющей, величина которой определяется вторым членом правой части зависимости (66).

Переменная составляющая $\delta_{гм}$ зависит от величины I_d — приведенного к коленчатому валу двигателя суммарного момента инерции деталей, кинематически жестко связанных с валом двигателя, силового и скоростного (кинематического) передаточного числа трансмиссии и характера их изменения в зависимости от скорости машины.

Как следует из выражения (66), с увеличением номера передачи, включенной в коробке передач, величина $\delta_{гм}$ уменьшается. Это происходит вследствие уменьшения как члена δ_{0_i} (с увеличением номера передачи уменьшается передаточное число коробки передач), так и переменной составляющей в результате уменьшения общего кинематического передаточного числа трансмиссии $i_{тp_i}$.

Заметим также, что в случае применения гидротрансформатора с коэффициентом автоматичности, равным 1 (так называемого непрозрачного), значение коэффициента $\delta_{гм}$ при разгоне танка надо принимать равным $\delta_{гм} = \delta_{0_i}$.

Это следует из принятого допущения о пренебрежении первым этапом разгона, в течение которого происходит выход гидropередачи на режим совместной работы с двигателем, после чего насос гидротрансформатора (с коэффициентом автоматичности, равным 1) работает в дальнейшем с постоянным числом оборотов, т. е. $\frac{d\omega_{л}}{dt} = 0$.

Итак, для определения коэффициента учета вращающихся масс $\delta_{гм}$ танка при последовательном включении гидropередачи в трансмиссии необходимо знать для интересующих нас значений скорости танка не только величину кинематического передаточного числа $i_{тp_i}$ трансмиссии, но и производную $\frac{di_{тp_i}}{dv}$.

Определение $i_{тp_i}$ для выбранных значений скорости не представляет особых затруднений. При этом целесообразно воспользоваться расчетами, проведенными при построении тяговой характеристики.

Чтобы получить величины $\frac{di_{тp_i}}{dv}$ при выбранных значениях v , надо построить зависимость кинематического передаточного числа трансмиссии в функции скорости и по ней методом графического дифференцирования для каждого выбранного значения скорости получить величину $\frac{di_{тp_i}}{dv}$, как это показано на рис. 77.

После того как будут найдены значения $\delta_{гм}$ в зависимости от скорости, имеется возможность по формуле (63) подсчитать ускорения танка в процессе разгона.

Имея зависимость $\ddot{x} = f(v)$, можно определить время и путь разгона танка, для чего следует воспользоваться методом графического интегрирования.

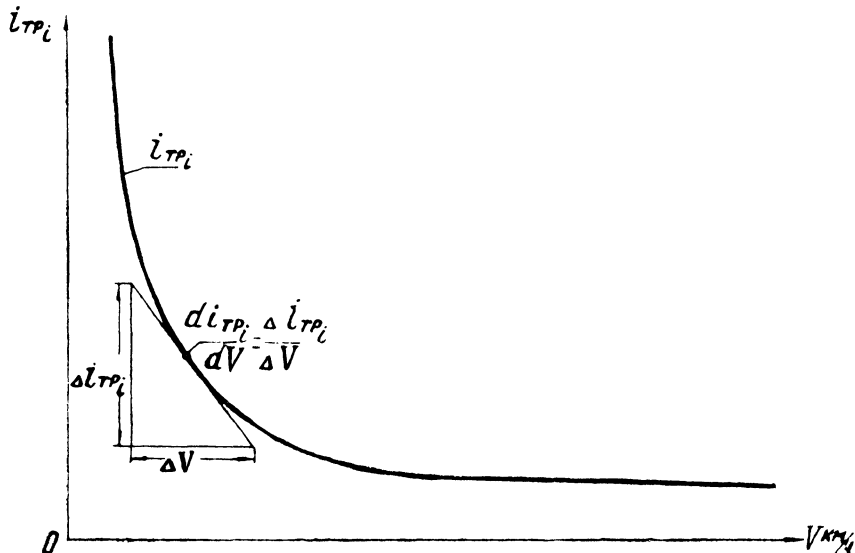


Рис. 77

Так как

$$\ddot{x} = \frac{dv}{dt},$$

то

$$dt = \frac{1}{\ddot{x}} dv.$$

Откуда

$$t = \int_{v_0}^{v_n} \frac{1}{\ddot{x}} dv.$$

Построив для каждой передачи КП зависимость обратных ускорений от скорости танка и определив площадь, ограниченную на этом графике осью абсцисс, кривой $\frac{1}{\ddot{x}}$ и ординатами, восстановленными из точек v_0 и v_n , получим в определенном масштабе время разгона танка от скорости v_0 до v_n .

Если весь интервал скоростей ($v_0 - v_n$), в котором рассматривается разгон танка на данной передаче, разбить на ряд участ-

ков: $v_0 - v_1$, $v_1 - v_2$, . . . , $v_{n-1} - v_n$ (рис. 78) и последовательно определять время разгона t от начальной скорости v_0 до v_1 , затем от той же начальной скорости v_0 до v_2 и т. д. и откладывать в координатах $t - v$ полученные значения времени разгона до соответствующих скоростей, то построим так называемую кривую времени разгона. Продолжая такие же действия для других передач, мы получим полную картину разгона танка. Поскольку число ступеней в гидромеханических трансмиссиях невелико, а их коробки передач обычно выполняются планетарными, обеспечивающими быстрое переключение передач, то время перехода с одной передачи на другую при этом не учитывается.

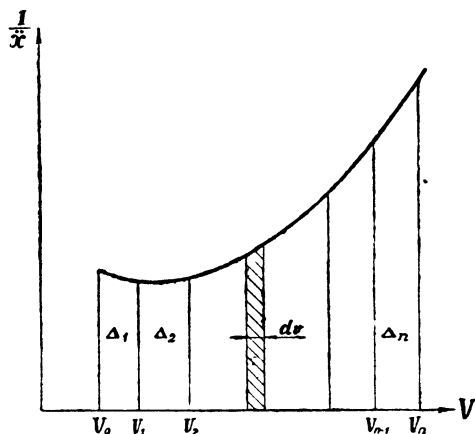


Рис. 78

Путь разгона определяется при помощи кривой времени разгона таким же образом, как и при наличии в танке ступенчатой механической трансмиссии (см. гл. 5, § 5, раздел 7).

Приведенный выше метод определения коэффициента $\delta_{гм}$ при последовательном включении гидродинамической передачи в трансмиссии танка может быть применен и для случая параллельного включения гидропередачи.

В заключение следует сказать, что подсчеты значений коэффициента $\delta_{гм}$ для выполненных конструкций танков с гидромеханическими трансмиссиями показывают незначительное влияние переменной составляющей этого коэффициента на величину $\delta_{гм}$, особенно на высших передачах, на которых обычно происходит разгон машины. Поэтому при проведении расчетов по определению приемистости танков с ГМТ можно принимать значение коэффициента $\delta_{гм}$ равным его постоянной составляющей на данной передаче, т. е. равным $\delta_{0г}$.

Это положение справедливо и для случаев параллельного включения гидропередачи в трансмиссии танка.

ТЕОРИЯ ПОВОРОТА ТАНКА

В части I учебника были исследованы силы сопротивления движению и силы, движущие машину. На основании исследований были установлены зависимости этих сил от внешних условий движения и конструктивных параметров машины. Установленные зависимости позволяют произвести оценку динамических качеств танка при прямолинейном движении, выбрать и использовать более рациональные приемы вождения, а также выбрать при проектировании машины наиболее рациональное сочетание конструктивных параметров для обеспечения высоких динамических качеств.

В таком же плане изложена и теория поворота танка. Процесс поворота танка в большинстве случаев сопровождается трением скольжения и значительными деформациями грунта, что вызывает большой расход мощности. Эта специфическая особенность поворота гусеничной машины значительно влияет на среднюю скорость движения, а поэтому весьма важным является вопрос улучшения поворотливости как за счет более совершенной конструкции танка и его механизмов, так и за счет более совершенных методов вождения.

В теории поворота исследуются внутренние и внешние силы сопротивления движению танка в самых разнообразных условиях и зависимость этих сопротивлений от конструктивных параметров машины.

Полученные зависимости позволяют оценить тяговые качества танков при повороте, определить наиболее рациональные приемы вождения танков с различными механизмами поворота в различных условиях, а также выбрать наиболее рациональные параметры механизмов поворота и гусеничного движителя при проектировании танков.

Глава 1

АНАЛИЗ ФИЗИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ И ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ ПО СОПРОТИВЛЕНИЮ ДВИЖЕНИЮ ПРИ ПОВОРОТЕ

§ 1. АНАЛИЗ ФИЗИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ, КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА И ВНЕШНИЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТАНК

Поворот танка осуществляется в результате изменения моментов на ведущих колесах и скоростей движения забегающей и отстающей гусениц при помощи механизмов поворота. При повороте вследствие вертикальной деформации грунта гусеницами возникают силы сопротивления поступательному движению гусениц, а вследствие бокового перемещения траков — силы сопротивления вращательному движению нижних опорных ветвей гусениц по грунту. Последние образуют момент, называемый моментом сопротивления повороту танка. Этот момент преодолевается поворачивающим моментом, вызванным силами тяги на гусеницах. Силы же тяги на гусеницах создаются двигателем при помощи механизма поворота и гусеничного движителя, взаимодействующего с грунтом. Процесс изменения моментов на ведущих колесах и пропорциональных им сил тяг на гусеницах сопровождается изменением скоростей гусениц.

Сила тяги на забегающей гусенице возникает так же, как и при прямолинейном движении. Сила же на отстающей гусенице в большинстве случаев возникает при торможении ее с помощью тормозных элементов механизма поворота.

В случае действия только силы тяги на забегающей гусенице при отсутствии силы торможения на отстающей танк поворачивается во многих случаях с очень большим радиусом. Поворот с меньшими радиусами возможен только в результате принудительного уменьшения скорости отстающей гусеницы. В этом случае отстающая гусеница упирается в грунт и со стороны грунта возникает касательная реакция, направленная против движения танка. В отдельных случаях, когда сопротивление поступательному движению гусениц велико, а сопротивление повороту незначительно, сила на

отстающей гусенице может быть даже направлена по движению танка и являться силой тяги. В этом случае процесс образования силы тяги на отстающей гусенице аналогичен образованию ее на забегающей гусенице.

Поворот танка сопровождается буксованием забегающей гусеницы и юзом отстающей. Когда же к отстающей гусенице приложена сила, направленная по движению, отстающая гусеница также буксует.

Рассмотрим более подробно взаимодействие опорных поверхностей гусениц с грунтом в случае поворота танка с торможением отстающей гусеницы.

В процессе поворота вследствие перемещения траков по грунту со стороны грунта возникают касательные реакции.

Если предположить, что полюса поворота опорных поверхностей гусениц, т. е. мгновенные центры вращения этих поверхностей O'_2 и O'_1 , совпадают с их геометрическими центрами O_2 и O_1 (рис. 79), то касательные реакции со стороны грунта не создадут продольных составляющих, и силы P_2 и P_1 будут равны нулю. В этом случае касательные реакции ΔF создают только момент сопротивления повороту.

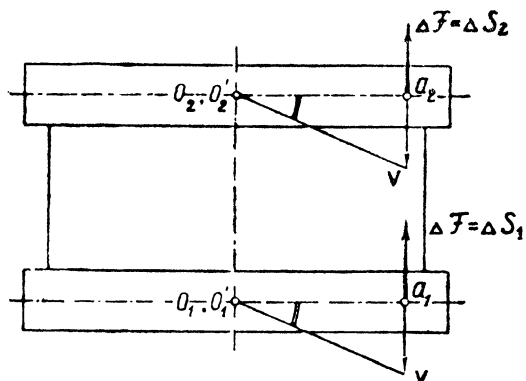


Рис. 79

При поперечном смещении полюсов поворота опорных поверхностей гусениц, как показано на рис. 80, касательные реакции грунта ΔF создадут как поперечные ΔS_2 и ΔS_1 , так и продольные составляющие ΔP_2 и ΔP_1 . Первые создадут момент сопротивления повороту, а вторые силу тяги на забегающей и силу торможения на отстающей гусеницах.

Так как на опорных поверхностях гусениц имеются грунтозацепы, то касательные реакции грунта ΔF не будут располагаться на одной прямой с вектором скорости v , как показано на рис. 80. Чем больше буксование и юз гусениц, а следовательно, и больше смещение полюсов поворота гусениц, тем, при прочих равных условиях,

меньше момент сопротивления повороту и больше поворачивающий момент, создаваемый силами P_2 и P_1 . Поворачивающий момент действует в сторону, противоположную моменту сопротивления повороту.

Равенство поворачивающего момента и момента сопротивления повороту устанавливается при соответствующих значениях буксования и юза гусениц.

Изменение качества грунта приводит к изменению сопротивления движению и равенство поворачивающего момента и момента сопротивления повороту установится при новом значении буксования и юза гусениц.

В общем случае движения при наличии других внешних сил, действующих на танк при повороте (например, центробежной силы или горизонтальных составляющих веса танка при движении по косогору и других сил), равенство внешних моментов устанавливается при соответствующих этим условиям движения буксовании и юзе гусениц.

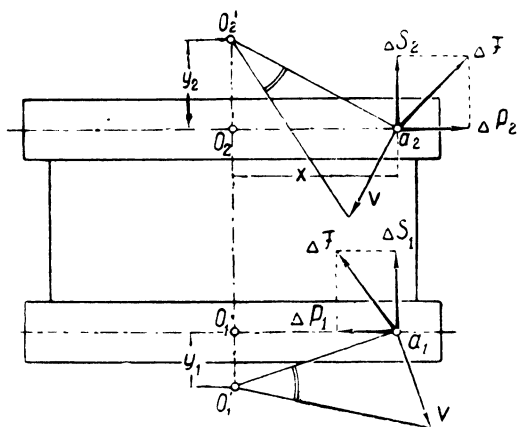


Рис. 80

Касательные реакции, действующие на нижние ветви гусениц в процессе поворота, складываются из следующих сил:

А. Сил, действующих на нижнюю часть траков гусениц: 1) трение скольжения грунта по грунту (прилипшего к отдельным частям опорной поверхности гусениц); 2) трение скольжения грунта о выступающие части траков; 3) сопротивление уплотнению грунта в горизонтальном направлении выступающими частями траков (грунтозацепами, ребрами) на определенной длине траектории движения трака по грунту; 4) сопротивление сдвигу грунта выступающими частями траков после того, как грунт будет уплотнен до предела.

Б. Сил, действующих на торцовую часть траков и катков при нагребании вала земли: 1) сопротивление уплотнению грунта в го-

горизонтальном направлении торцовыми поверхностями траков; 2) сопротивление сдвигу грунта торцовыми поверхностями траков после того, как грунт будет уплотнен до предела; 3) сопротивление смещению вала земли, срезанной торцовыми и выступающими частями траков; 4) трение скольжения торцов траков и катков по грунту.

В зависимости от величины деформации грунта, т. е. в зависимости от длины траектории движения трака по грунту, будут наблюдаться или все перечисленные выше силы, или только часть их.

Величина перемещения трака по грунту, а следовательно, и равная ей величина деформации грунта зависит от радиуса поворота. Если пренебречь буксованием, величина перемещения трака забегающей гусеницы по грунту представляет отрезок развертки круга, длина которого, как известно из курса математики, равна

$$S_2 = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^2}{2R},$$

где L — длина опорной поверхности гусеницы;
 R — радиус поворота.

Соответственно для отстающей гусеницы при отсутствии юза

$$S_1 = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^2}{2(R-B)}.$$

Таким образом, длина траектории перемещения трака по грунту обратно пропорциональна радиусу поворота. Поэтому следует ожидать, что момент сопротивления повороту будет увеличиваться с уменьшением радиуса поворота, так как при этом увеличивается деформация грунта.

На больших радиусах сопротивление повороту будет небольшим, поскольку траки относительно грунта не сдвигаются, а смещаются вместе с грунтом относительно нижележащих слоев. При этом касательные реакции грунта не достигают значения сил трения скольжения.

На малых радиусах поворота сопротивление повороту будет иметь максимальное значение за счет большой деформации грунта, когда касательная реакция грунта равна сумме сил трения, сил сопротивления уплотнению и сдвигу грунта и сопротивления смещению вала земли.

Следует иметь в виду, что продольные составляющие касательных реакций образуются в основном реакциями группы «А», действующими на нижнюю часть траков, в то время как поперечные составляющие образуются всеми видами реакций грунта, включая и реакции, действующие на торцовую поверхность траков и катков.

Поэтому при уменьшении радиуса поворота, когда доля момен-

та сопротивления повороту от поперечных реакций грунта, действующих на торцовые поверхности траков и катков, увеличивается в общем увеличивающемся моменте сопротивления повороту, необходимые продольные составляющие касательных реакций обеспечиваются вследствие большего буксования и юза гусениц. При большом буксовании и юзе гусениц касательные реакции грунта, действующие на нижнюю поверхность гусениц, будут больше отклоняться в сторону продольных осей и большая доля этих касательных реакций пойдет на образование продольных сил. Опыт подтверждает приведенный качественный анализ характера взаимодействия гусениц с грунтом при повороте танка.

На рис. 81 показан план скоростей танка и схема сил, действующих на танк при равномерном повороте на горизонтальной площадке. Равномерным называется поворот с постоянной скоростью и постоянным радиусом. Здесь рассматривается поворот, когда танк движется с малой скоростью, позволяющей пренебречь влиянием центробежной силы.

Векторы сил и скоростей, изображенных на рис. 81, имеют следующие значения:

- v_2' — переносная скорость забегающей гусеницы;
- v_{2_0} — относительная скорость забегающей гусеницы;
- $v_{2_{абс}}$ — абсолютная скорость центра опорной ветви забегающей гусеницы, или скорость буксования;
- v_2 — переносная скорость забегающей гусеницы при отсутствии буксования, когда $v_2 = v_{2_0}$ (теоретическая скорость забегающей гусеницы);
- O_2 — геометрический центр опорной поверхности забегающей гусеницы;
- O_2' — полюс поворота забегающей гусеницы, т. е. мгновенный центр вращения ее опорной поверхности;
- y_2 — поперечное смещение полюса поворота забегающей гусеницы;
- v_1' — переносная скорость отстающей гусеницы;
- v_{1_0} — относительная скорость отстающей гусеницы;
- $v_{1_{абс}}$ — абсолютная скорость центра опорной ветви отстающей гусеницы, или скорость юза;
- v_1 — переносная скорость отстающей гусеницы при отсутствии юза (теоретическая скорость отстающей гусеницы);
 $v_1 = v_{1_0}$;
- O_1 — геометрический центр опорной поверхности гусеницы;
- O_1' — полюс поворота отстающей гусеницы, т. е. мгновенный центр вращения ее опорной поверхности;
- y_1 — поперечное смещение полюса поворота отстающей гусеницы;
- R — теоретический радиус поворота, или радиус поворота танка при отсутствии буксования и юза гусениц;

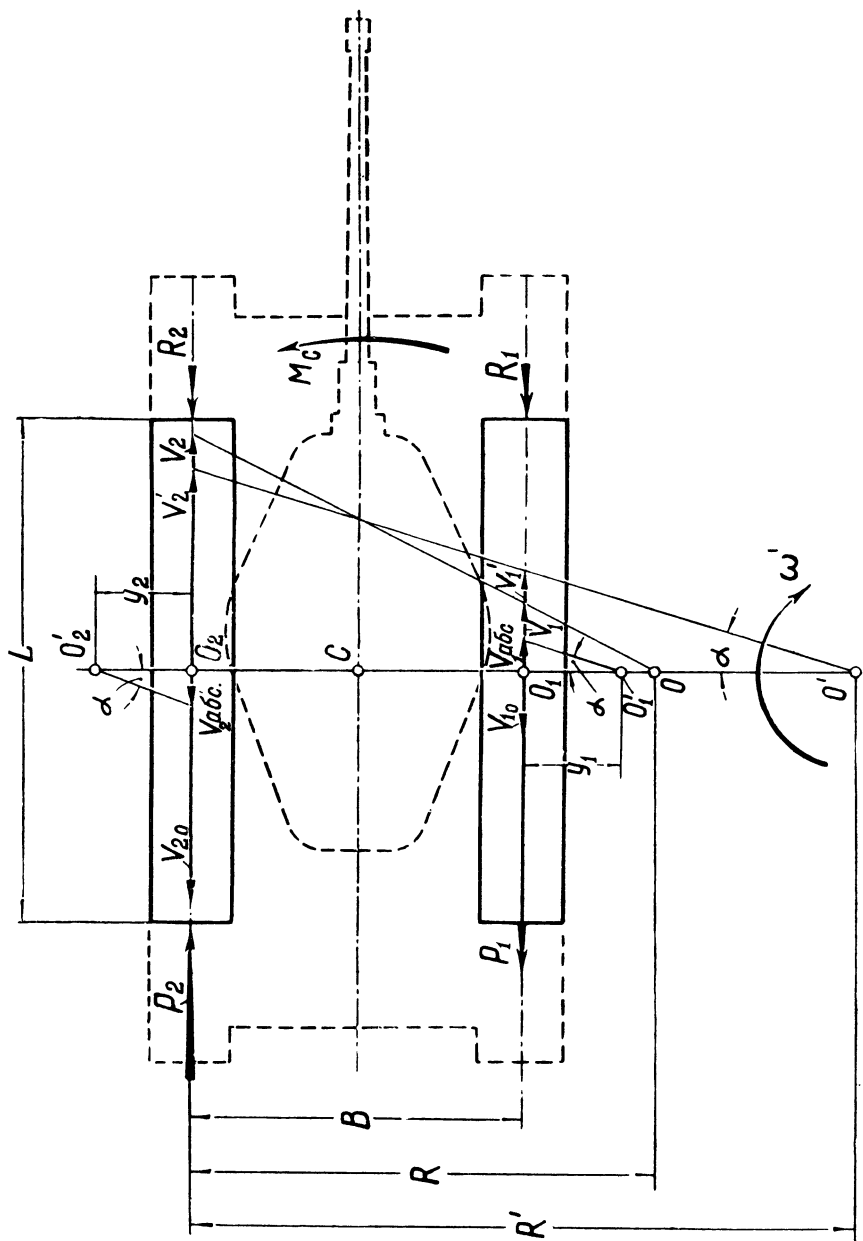


Рис. 81

- R' — фактический радиус поворота;
 O' — центр поворота танка (точка пересечения оси вращения танка с плоскостью его движения);
 O — центр поворота при отсутствии буксования и юза;
 P_2 — сила тяги забегающей гусеницы;
 P_1 — сила торможения отстающей гусеницы;
 R_2 — сопротивление поступательному движению забегающей гусеницы;
 R_1 — сопротивление поступательному движению отстающей гусеницы;

M_c — момент сопротивления повороту танка.

Угловая скорость поворота танка, согласно плану скоростей, будет равна

$$\omega' = \frac{v_2'}{R'} = \frac{v_1'}{R' - B} = \frac{v_2' - v_1'}{B} = \frac{v_{2abc}}{y_2} = \frac{v_{1abc}}{y_1}.$$

Следовательно, смещение полюсов поворота гусениц будет равно

$$y_2 = \frac{v_{2abc}}{\omega'} \text{ и } y_1 = \frac{v_{1abc}}{\omega'}.$$

Полюса поворота обеих гусениц и центр поворота лежат на одной нормали к продольной оси танка. Полюса поворота гусениц не могут занимать другого положения, так как абсолютная скорость, например, точки O_2 , лежащей на пересечении продольной оси опорной поверхности гусеницы и нормали, проведенной из центра поворота, может быть направлена только вдоль продольной оси опорной поверхности гусеницы. Эта скорость является суммой двух скоростей — переносной и относительной. Обе эти скорости направлены по продольной оси опорной поверхности гусеницы.

С другой стороны, абсолютную скорость точки O_2 можно определить через угловую скорость ω' при вращении опорной поверхности гусеницы относительно мгновенного центра вращения, т. е. относительно полюса поворота O'_2 ,

$$v_{2abc} = y_2 \omega'.$$

Абсолютная скорость v_{2abc} должна быть направлена под прямым углом к $O_2 O'_2$. Если предположить, что полюс поворота O'_2 смещен в какую-либо сторону относительно нормали $O' O_2$, то тогда абсолютная скорость точки O_2 должна быть направлена под каким-то углом к продольной оси забегающей гусеницы, что противоречит направлению абсолютной скорости, определяемой как сумма переносной и относительной скоростей.

Угловая скорость при отсутствии буксования и юза гусениц есть теоретическая угловая скорость, равная

$$\omega = \frac{v_2}{R} = \frac{v_1}{R - B} = \frac{v_2 - v_1}{B}. \quad (67)$$

Фактический радиус поворота значительно отличается от теоретического. Отклонение фактического радиуса от теоретического зависит в основном от конструктивных параметров машины и в первую очередь от длины опорной поверхности гусениц.

На основании опытных данных эта зависимость для сухих грунтов может быть выражена следующей эмпирической формулой:

$$R' = \frac{L}{B} R. \quad (68)$$

Таким образом,

$$R' = (1,3 \div 1,8) R,$$

так как $\frac{L}{B}$ изменяется в пределах от 1,3 до 1,8.

Для влажных грунтов (скользких) R' значительно больше отличается от R , чем для сухих.

Сила тяги P_2 и сила торможения P_1 , согласно схеме сил, определяются из уравнений моментов относительно точек O_1 и O_2 .

Сила P_2 равна

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B}. \quad (69)$$

Сила P_1 равна

$$P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B}. \quad (70)$$

Для случая поворота, когда P_1 является силой тяги, план скоростей танка и схема сил представлены на рис. 82.

Такое соотношение внешних сил, действующих на танк, может быть при больших радиусах поворота, когда момент сопротивления повороту небольшой, а силы сопротивления поступательному движению относительно большие. На сильно увлажненных грунтах такое соотношение сил может быть и на сравнительно небольших радиусах поворота.

Все обозначения имеют тот же смысл, что и в предыдущем случае, за исключением скорости $v_{1абс}$. Эта скорость будет не скоростью юза, а скоростью буксования.

Из схемы сил следует

$$P_2 = f \frac{G}{2} + \frac{M_c}{B}; \quad P_1 = f \frac{G}{2} - \frac{M_c}{B}.$$

Силы сопротивления поступательному движению гусениц при повороте R_2 и R_1 с известными допущениями можно принять равными сопротивлению при прямолинейном движении, т. е.

$$R_1 = R_2 = f \frac{G}{2}.$$

В действительности сопротивление поступательному движению при повороте будет несколько больше, чем при прямолинейном движении, особенно при малых радиусах поворота.

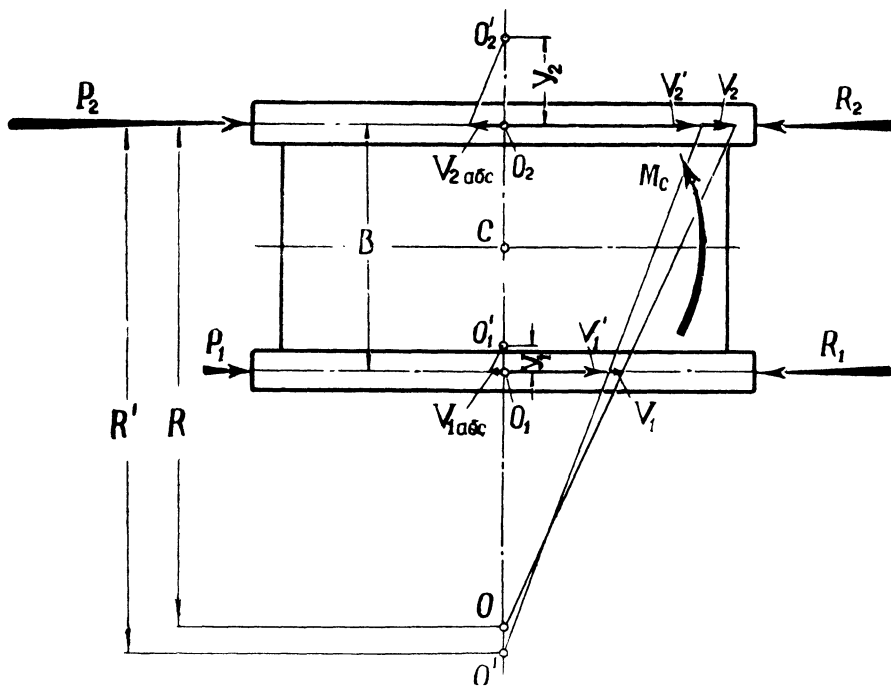


Рис. 82

Аналитическое определение сопротивления повороту танка на основании данных о механических свойствах грунта не представляется возможным. На основании данных о грунте можно получить лишь качественную оценку влияния различных параметров, характеризующих механическое свойство грунта, на сопротивление повороту. Поэтому момент сопротивления повороту определяется экспериментальным путем по поворачивающему моменту.

При движении на горизонтальной площадке с малыми скоростями, когда влияние центробежной силы незначительно,

$$M_c = M_n = (P_2 + P_1) \frac{B}{2}.$$

Поворачивающий момент определяется также по силе тяги на забегавшей гусенице или силе торможения на отстающей, т. е.

$$M_n = (P_2 - R_2) B;$$

$$M_n = (P_1 + R_1) B.$$

Силу тяги и силу торможения можно определить при помощи ротационных динамометров, установленных на отдельных элементах трансмиссии, а также методом буксировки и торможения гусениц тросами через динамометр. Если известна только одна сила тяги или тормозная сила, то для определения поворачивающего момента надо знать сопротивление поступательному движению гусеницы.

Сопротивление поступательному движению гусениц должно быть определено предварительно при прямолинейном движении танка. Используя эти данные для подсчета сопротивления поступательному движению при повороте, мы допускаем некоторые неточности. Наиболее совершенным способом определения сил P_2 и P_1 следует признать метод тензометрирования с записью на осциллограф, получивший за последнее время широкое применение в экспериментальных исследованиях. Тензодатчики можно установить на любом элементе трансмиссии танка и, в частности, на валах бортовых передач, что позволяет замерять момент на ведущих колесах.

§ 2. КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ

Многочисленные исследования по определению сопротивления повороту позволяют установить общие зависимости для различных танков. При обобщении экспериментальных данных по сопротивлению повороту различных машин была использована весьма упрощенная условная расчетная схема сил сопротивления повороту. Эта расчетная схема предполагает, что нормальное давление опорных поверхностей гусениц на грунт распределено равномерно по длине гусеницы (рис. 83) и что поперечные реакции со стороны грунта на

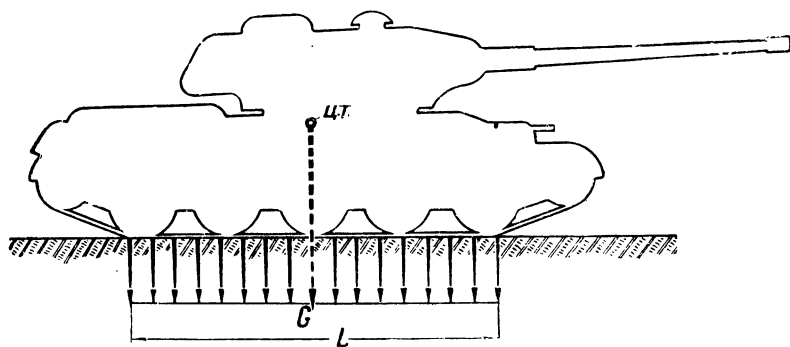


Рис. 83

опорную поверхность пропорциональны нормальной нагрузке (рис. 84). Коэффициент пропорциональности между поперечными реакциями грунта и нормальным давлением называется коэффициентом сопротивления повороту и обозначается через μ .

Равнодействующие поперечных сил, действующих на половину длины опорной поверхности гусениц, равны

$$S_2 = S_1 = \mu q' \frac{L}{2},$$

где q' — давление на единицу длины опорной поверхности гусеницы; $q' = \frac{G}{2L}$.

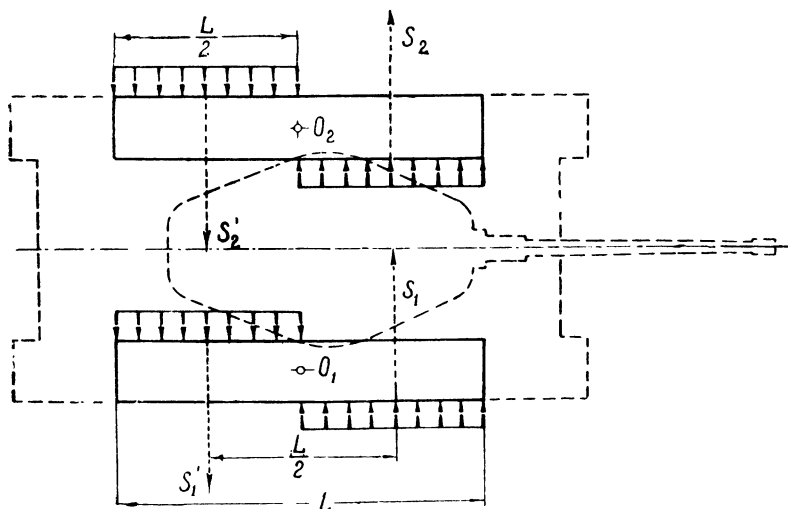


Рис. 84

Следовательно,

$$S_2 = S_1 = \mu \frac{G}{4}.$$

Момент сопротивления повороту равен

$$M_c = S_2 \frac{L}{2} + S_1 \frac{L}{2} = \frac{\mu GL}{4}. \quad (71)$$

Коэффициент μ не является постоянной величиной. На основании опыта установлена следующая зависимость коэффициента сопротивления повороту от радиуса поворота

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{a + (1-a) \frac{R}{B}}, \quad (72)$$

где R — теоретический радиус поворота;
 μ_{\max} — значение μ при $R=B$;
 a — опытный коэффициент.

Опытный коэффициент $a = 0,8 \div 0,87$. В дальнейших расчетах будем принимать наиболее характерное значение этого коэффициента, а именно: $a = 0,85$.

В действительности эпюра поперечных сил значительно отличается от условной схемы, так же как и эпюра нормальных давлений, но, несмотря на это, значения коэффициента μ , подсчитанные для различных танков, очень близко совпадают.

В табл. 15 приведены средние значения коэффициента сопротивления повороту μ_{\max} при движении танков по различным грунтам.

Таблица 15

Г р у н т	μ_{\max}
Сухой дернистый суглинок (влажность $W < 8\%$)	$0,8 \div 1,0$
Сухая грунтовая дорога на суглинке ($W \leq 8\%$)	$0,7 \div 0,9$
Пакога на суглинке ($W < 8\%$)	$0,6 \div 0,8$
Влажный суглинистый грунт ($W > 20\%$)	$0,3 \div 0,4$
Снег	$0,25 \div 0,7$

Бóльшие значения μ_{\max} для одного и того же грунта (кроме снега) относятся к машинам с большим средним удельным давлением и с большей длиной опорной поверхности гусениц.

При испытаниях большого количества машин было установлено, что влияние ширины колеи для современных гусениц на коэффициент μ_{\max} незначительно.

Поэтому на коэффициент сопротивления повороту можно учитывать только влияние двух конструктивных параметров машины — длины опорной поверхности и удельного давления.

На основании опытных данных влияния этих конструктивных параметров можно учесть следующей эмпирической формулой:

$$\mu_{\max} = [\mu'_{\max} - a_q(1 - q)] \frac{L}{B}, \quad (73)$$

где q — среднее удельное давление в $кг/см^2$;

μ'_{\max} — значение μ_{\max} при $q = 1$ и $\frac{L}{B} = 1$;

a_q — опытный коэффициент; для сухих грунтов $a_q = 0,5$;
при увеличении влажности коэффициент a_q уменьшается; при очень влажных грунтах ($W \geq 20\%$) a_q снижается до нуля;

B — усредненное значение ширины колеи; $B = 2,5$ м.

Значения μ'_{\max} для различных грунтов приведены в табл. 16

Г р у н т	μ'_{\max}
Сухой дернистый	0,65÷0,7
Сухая грунтовая дорога	0,57÷0,63
Пахота на суглинке ($W \leq 8\%$)	0,49÷0,56
Влажный суглинок ($W > 20\%$)	0,24÷0,28

Близкая сходимость значений коэффициента μ'_{\max} для различных машин, даже без учета поправки на влияние удельного давления и длины опорной поверхности гусениц, объясняется тем, что характер деформации грунта при повороте танка, несмотря на различные конструктивные формы гусениц, будет примерно один и тот же. При малых радиусах поворота происходит срез грунта, нагребание вала земли и поперечное скольжение траков по грунту или прилипшего к тракам грунта по грунту. На больших радиусах поворота происходит пластическая деформация грунта под траками. Поскольку удельное давление на грунт для различных машин примерно одно и то же, то и коэффициент μ'_{\max} имеет незначительное различие. Более заметное влияние удельного давления можно было бы обнаружить, если оно изменялось бы в более широких пределах, например от 0,2 до 2 кг/см².

Некоторое увеличение μ'_{\max} на твердых сухих грунтах с увеличением удельного давления объясняется возрастающим сопротивлением грунта срезу боковыми поверхностями гусениц и возрастающим сопротивлением перемещению вала земли, вызванных большим углублением гусениц в грунт. Касательные реакции грунта на опорную поверхность при этом несколько уменьшаются.

При влажных грунтах изменение удельного давления сказывается в меньшей степени, так как взаимодействие гусениц с грунтом в этом случае в основном сводится к трению скольжения опорных поверхностей или прилипшего к ним грунта по грунту при малом сопротивлении грунта срезу.

Более значительная поправка получается вследствие влияния длины опорной поверхности. Танк, имеющий длинную опорную поверхность гусениц, производит большую деформацию концами спорных поверхностей. Как было установлено ранее, перемещение трака по грунту, а следовательно, и деформация грунта пропорциональны квадрату длины опорной поверхности гусениц. Однако увеличение коэффициента сопротивления повороту пропорционально только длине, а не квадрату длины опорной поверхности. Это объясняется тем, что частично сопротивление повороту при длинных опорных поверхностях уменьшается в результате увеличения буксования и юза гусениц. Поэтому на долю поперечных составляющих

приходится меньшая часть суммарных касательных реакций грунта.

Близкое совпадение значений коэффициента μ для различных машин (при данных радиусах поворота и данном грунте) позволяет использовать уже имеющиеся значения коэффициентов μ как при поверочных расчетах тяговых качеств танка, так и при тяговых расчетах поворота проектируемой машины.

Глава 2

ПОВОРОТ ТАНКА С УЧЕТОМ ДЕЙСТВИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ

§ 1. РАВНОМЕРНЫЙ ПОВОРОТ С УЧЕТОМ ДЕЙСТВИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ

Ранее был рассмотрен случай равномерного поворота танка на горизонтальном участке местности с малой скоростью движения и с постоянным радиусом. В этом случае, помимо реакций грунта, на танк действует только одна внешняя сила — вес танка. Эта сила направлена перпендикулярно к плоскости движения. При движении по наклонной плоскости появляются составляющие веса танка, которые действуют параллельно плоскости движения. При движении танка на подъем или спуск составляющая веса будет направлена вдоль его продольной оси, создавая сопротивление подъему или силу, действующую по движению, а при движении с чистым креном эта составляющая веса танка будет создавать поперечную силу, действующую или в сторону поворота (поворот под гору), или в сторону, противоположную повороту (поворот в гору). При промежуточных положениях танка на косогоре будут действовать одновременно поперечная и продольная силы.

На рис. 85 изображено положение танка на наклонной плоскости, когда составляющая веса танка, параллельная плоскости движения, дает продольную составляющую X и поперечную Y . Продольная составляющая равна $X = G \sin \alpha \cos \psi$, где ψ — курсовой угол. Поперечная составляющая равна $Y = G \sin \alpha \sin \psi$.

Поворот на больших скоростях или же неравномерный поворот в общем случае по кривой переменного радиуса вызывает силы инерции, создающие в свою очередь продольную и поперечную составляющие. Поворот с прицепом сопровождается появлением силы сопротивления на крюке, которая дает также продольную и поперечную составляющие. Следовательно, поворот танка при наличии продольных и поперечных сил является более общим случаем поворота и требует соответствующего исследования..

Исследование различных случаев поворота необходимо, с одной стороны, с целью определения наиболее тяжелых условий движения, которые следует учитывать при тяговом расчете поворота танка и при выборе механизмов поворота и оценке их, и с другой — с целью определения приемов вождения танков с различными механизмами поворота в различных условиях.

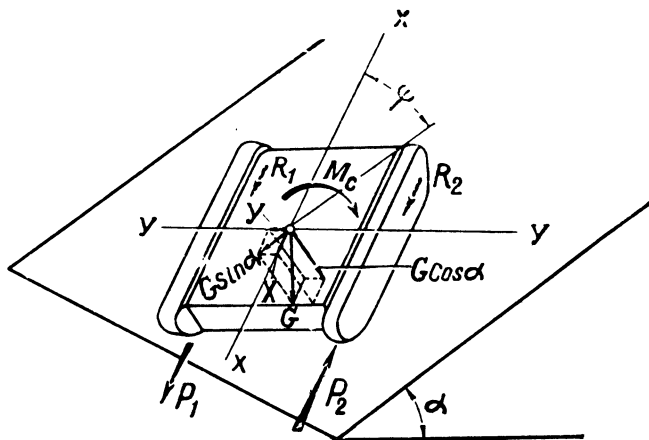


Рис. 85

В данном параграфе рассматривается случай равномерного движения танка по кругу.

При исследовании приняты следующие допущения:

1. Нормальные нагрузки по длине опорных поверхностей гусениц в случае отсутствия продольных и поперечных сил распространяются равномерно.

2. Поперечные касательные реакции со стороны грунта на опорные поверхности гусениц, создающие момент сопротивления повороту, пропорциональны нормальной нагрузке на гусеницы.

3. Касательные поперечные реакции грунта на различных радиусах принимаются не зависящими от величины силы P_2 и P_1 .

4. Момент сопротивления повороту определяется по эпюре поперечных сил, при этом значение коэффициента μ принимается соответствующим данному радиусу поворота по приведенной выше эмпирической формуле.

Таким образом, в основу расчетов положена условная эпюра поперечных реакций со стороны грунта на опорные поверхности гусениц, использованная нами в предыдущем параграфе при определении коэффициента μ . Такая условная расчетная схема сил взаимодействия гусениц с грунтом для случая поворота при отсутствии поперечных и продольных сил дает небольшие отклонения в значениях коэффициента сопротивления повороту для различных ма-

шин, имеющих отличия в весе и конструкции гусеничного двигателя. Этим положением подтверждается обоснованность принятой расчетной схемы.

В соответствии с этим можно предположить, что принятая условная эпюра поперечных реакций со стороны грунта на опорные поверхности гусениц дает возможность достаточно точно подсчитать момент сопротивления повороту и силы тяги на гусеницах при наличии продольных и поперечных сил.

Влияние продольных и поперечных сил исследуем в такой последовательности. Вначале рассмотрим влияние только продольных сил, затем поперечных и далее поворот при одновременном действии как продольных, так и поперечных сил.

1. Влияние продольной силы на момент сопротивления повороту, силу тяги и тормозную силу

Действие только одной продольной силы может иметь место в случае поворота танка на косогоре в тот момент, когда танк, описывая криволинейную траекторию, будет находиться на подъеме или спуске. В этом случае продольная сила будет равна $X = G \sin \alpha$, где α — угол наклона плоскости движения к горизонту.

Поворот на подъеме. При движении на подъеме в результате действия опрокидывающего момента равнодействующая нормальных реакций грунта на опорную поверхность гусениц N сместится назад на величину (рис. 86)

$$x = h_c \operatorname{tg} \alpha.$$

В соответствии с этим изменится и эпюра нормальных давлений на грунт со стороны опорной поверхности гусениц. Она примет трапециевидную форму. Момент сопротивления, создаваемый поперечными касательными реакциями грунта, пропорциональными нормальному давлению гусениц на грунт, также изменится. Полюса поворота гусениц O_2 и O_1 сместятся назад относительно центра давления O . Момент сопротивления трапециевидной эпюры поперечных реакций грунта будет меньше момента сопротивления прямоугольной симметричной эпюры поперечных сил, соответствующей нормальной нагрузке $G \cos \alpha$,

$$M_c < \frac{\mu G \cos \alpha L}{4}.$$

Принимаем

$$M_c = k \frac{\mu G \cos \alpha L}{4}, \quad (74)$$

где k — коэффициент, учитывающий изменение момента сопротивления повороту при трапециевидной эпюре поперечных сил по отношению к моменту при прямоугольной симметричной эпюре этих сил.

Коэффициент k меньше единицы.

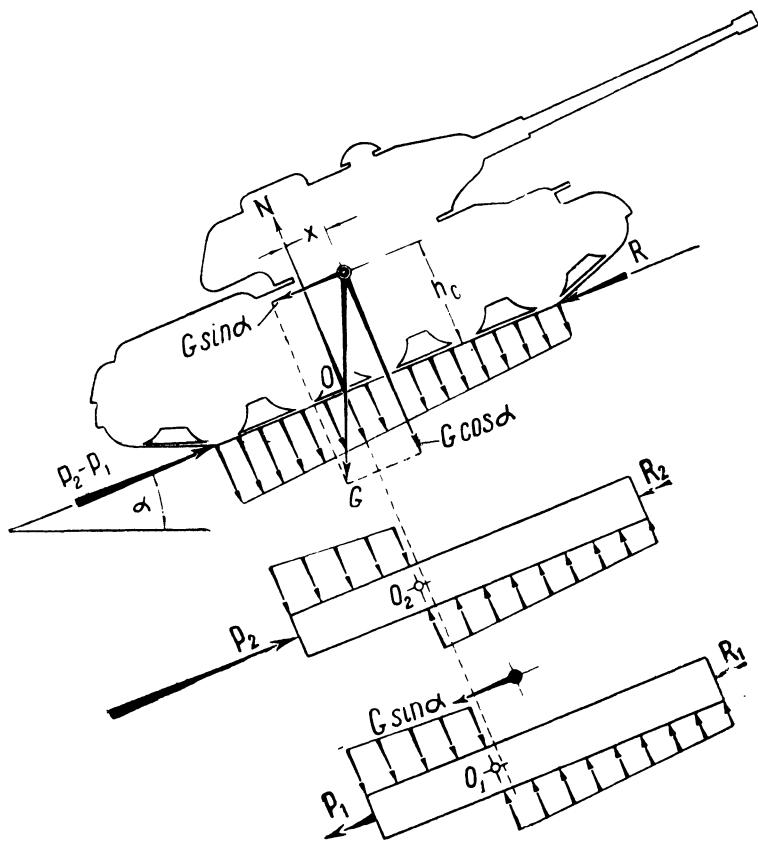


Рис. 86

Рассмотрим частный случай, когда эпюра нормальных давлений имеет вид треугольника (рис. 87).

При треугольной эпюре нормальных давлений равнодействующая нормальных реакций N будет проходить через центр тяжести треугольной эпюры, т. е. на расстоянии $\frac{L}{3}$ от заднего края опорной поверхности гусеницы, или, что то же, на расстоянии $x = \frac{L}{6}$ от середины опорной поверхности.

Такая эпюра нормальных давлений будет при очень крутых подъемах.

Так, для танка, имеющего следующие размеры: $L = 3,5$ м, $h_c = 1$ м, соответствующий угол подъема будет равен

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{x}{h_c} = \operatorname{arctg} 0,58 \approx 30^\circ.$$

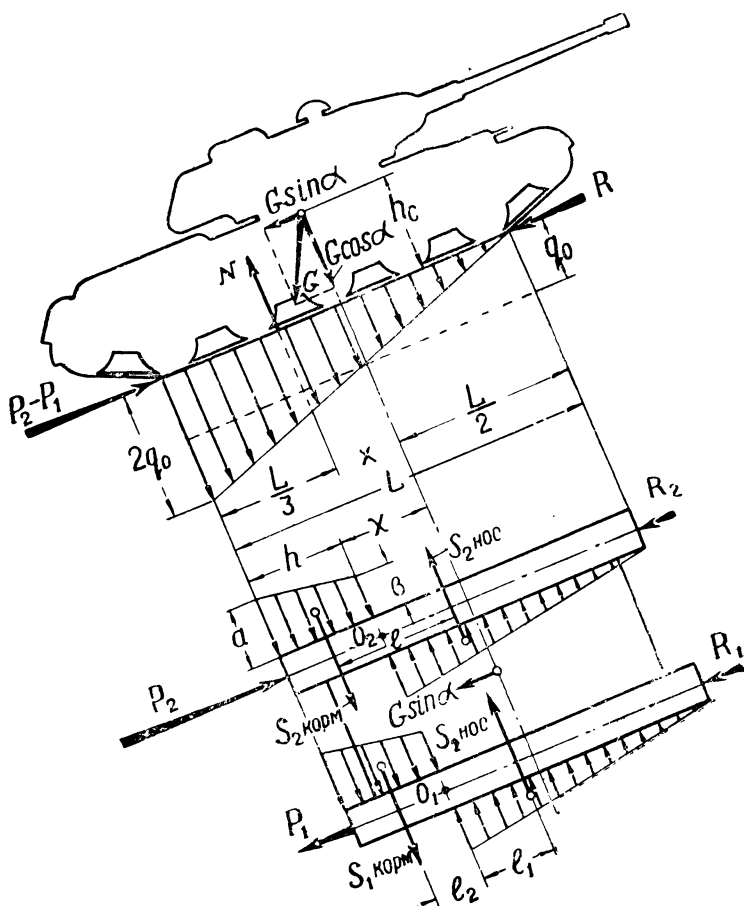


Рис. 87

Продольное смещение полюсов поворота гусениц определится из условия равенства равнодействующих поперечных реакций грунта, действующих на задние и передние ветви опорных поверхностей гусениц. Эти равнодействующие будут равны

$$S_{2\text{нос}} = S_{2\text{корм}} = S_{1\text{нос}} = S_{1\text{корм}} = \frac{\mu G \cos \alpha}{4} = \frac{\mu q_0 L}{2},$$

где q_0 — среднее давление на единицу длины опорной поверхности гусеницы. Кроме того, эти равнодействующие будут равны

$$S_{2\text{нос}} = S_{1\text{нос}} = \frac{b \left(\frac{L}{2} + \gamma \right)}{2},$$

где b — поперечная реакция грунта в полюсе поворота гусениц, действующая на единицу длины.

Поперечная реакция грунта в полюсе поворота гусениц в свою очередь равна

$$b = 2\mu q_0 \frac{\frac{L}{2} + \gamma}{L}.$$

Тогда

$$S_{2\text{нос}} = S_{1\text{нос}} = 2\mu q_0 \frac{\left(\frac{L}{2} + \gamma \right)^2}{2L} = \frac{\mu q_0 L}{2}.$$

Откуда

$$\gamma^2 + L\gamma - \frac{L^2}{4} = 0$$

и

$$\gamma = -\frac{L}{2} + \frac{L}{\sqrt{2}} = 0,207L.$$

Отметим, что $\gamma > x$, так как $0,207L > 0,167L$.

Плечо пар сил $S_{1, 2\text{нос}}$ и $S_{1, 2\text{корм}}$ равно

$$l = l_1 + l_2,$$

где

$$l_1 = \frac{\frac{L}{2} + \gamma}{3} = 0,236L;$$

l_2 — расстояние центра тяжести трапеции (эпюры поперечных реакций грунта на задние ветви опорных поверхностей гусениц) от поперечной оси, проходящей через полюса поворота O_2 и O_1 .

Это расстояние равно

$$l_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{2a + b}{a + b},$$

где $h = \frac{L}{2} - \gamma$; $a = 2\mu q_0$;

$$b = 2\mu q_0 \frac{\frac{L}{2} + \gamma}{L}.$$

Подставив значения h , a и b , получим

$$l_2 = 0,155L.$$

Тогда

$$l = l_1 + l_2 = 0,236L + 0,155L = 0,391L.$$

Момент сопротивления повороту танка будет равен

$$M_c = (S_{2_{\text{нос}}} + S_{1_{\text{нос}}}) l = \frac{\mu G \cos \alpha}{2} \cdot 0,39L = \frac{\mu G \cos \alpha L}{4} \cdot 0,78,$$

Таким образом, для треугольной эпюры нормальных давлений $k = 0,78$.

При смещении центра давления $x < \frac{1}{6}L$, т. е. когда эпюра нормальных давлений будет иметь трапецевидную форму, значение коэффициента k подсчитывается в той же последовательности, только эпюра поперечных сил передней ветви опорной поверхности гусеницы будет так же, как и задней, иметь форму трапеции.

В табл. 17 приведены значения поправочного коэффициента k . В той же таблице приведены значения угла подъема, подсчитанные для соответствующих значений x при высоте центра тяжести $h_c = 0,286L$.

Т а б л и ц а 17

$\frac{x}{L}$	$\frac{\gamma}{L}$	k	α
0,04	0,0545	0,99	8'
0,08	0,1135	0,95	15°40'
0,12	0,1583	0,88	22°45'
0,16	0,2015	0,80	29°15'
0,167	0,2076	0,78	30°

Учитывая, что поворот танка на крутых подъемах невозможен из-за буксования забегающей гусеницы, и максимальный угол подъема, на котором возможен поворот, не превышает 15°, можно принять в целях упрощения всех расчетов значение коэффициента $k = 1$.

Момент сопротивления повороту можно считать равным

$$M_c = \frac{\mu G \cos \alpha L}{4}, \quad (75)$$

т. е. момент сопротивления повороту на подъеме изменяется пропорционально уменьшению сцепного веса.

Силы P_2 и P_1 определяются из уравнений моментов внешних сил относительно полюсов поворота O_1 и O_2 (рис. 88)

$$\sum M_{O_1} = P_2 B - R_2 B - \frac{G \sin \alpha B}{2} - M_c = 0,$$

откуда

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B} + \frac{G \sin \alpha}{2}.$$

Аналогично

$$P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B} - \frac{G \sin \alpha}{2},$$

или, подставляя значения R_2 , R_1 и M_c , получим

$$P_2 = \left(f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \right) \cos \alpha + \frac{G \sin \alpha}{2}; \quad (76)$$

$$P_1 = \left(-f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \right) \cos \alpha - \frac{G \sin \alpha}{2}. \quad (77)$$

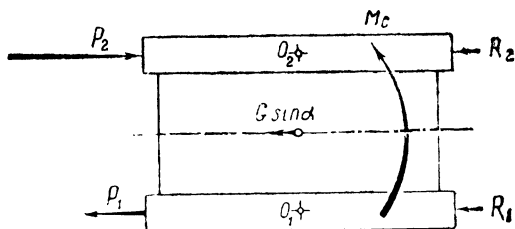


Рис. 88

Анализируя полученные формулы для M_c , P_2 и P_1 , можно установить ряд важных зависимостей.

С увеличением угла подъема α при одном и том же радиусе поворота сила тяги P_2 увеличивается. Уменьшение сцепного веса и вследствие этого уменьшение сопротивления поступательному движению забегающей гусеницы и уменьшение сопротивления повороту танка сказывается меньше, чем влияние сопротивления подъему. Поворот на подъеме требует повышенных тяговых качеств танка. Сила же торможения P_1 уменьшается. Поворот на подъеме создает более легкие условия работы для тормозов механизмов поворота. При определенном значении α сила торможения P_1 становится равной нулю и при дальнейшем увеличении подъема — силой тяги.

Соответственно изменению момента сопротивления повороту пропорционально изменению сцепного веса изменяется и равный ему по величине потребный поворачивающий момент, создаваемый силами P_2 и P_1 . При определенном значении угла подъема, когда сила P_1 равна нулю, поворачивающий момент равен $M_n = P_2 \frac{B}{2}$. При дальнейшем увеличении угла подъема, когда сила P_1 становится силой тяги, поворачивающий момент равен

$$M_n = (P_2 - P_1) \frac{B}{2}.$$

Поворот на спуске. В данном случае сила $X = G \sin \alpha$ направлена по движению танка (рис. 89). Эпюра нормальных давлений и соответствующая ей эпюра поперечных касательных реакций грунта на опорную поверхность гусениц будут аналогичны рассмотренным при движении на подъем. Различие будет заключаться только в том, что в данном случае центр давления сместится вперед, а не назад. В соответствии с вышеизложенным примем

$$M_c = k \frac{\mu G \cos \alpha L}{4}.$$

Поскольку поворот на крутых спусках так же, как и на подъемах, не рекомендуется из-за опасности потери управления танком и коэффициент k при $\alpha < 15^\circ$ близок к единице, в целях упрощения расчетов и в этом случае можно принять $k = 1$.

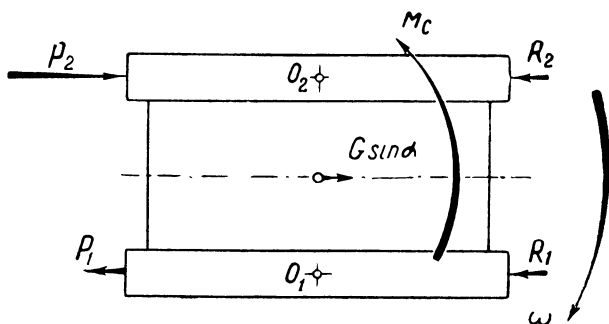


Рис. 89

Силы P_2 и P_1 определяются из уравнений моментов относительно полюсов поворота гусениц

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B} - \frac{G \sin \alpha}{2}; \quad P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B} + \frac{G \sin \alpha}{2}.$$

Подставляя значения R_2 , R_1 и M_c , получим

$$P_2 = \left(f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \right) \cos \alpha - \frac{G \sin \alpha}{2}; \quad (78)$$

$$P_1 = \left(-f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \right) \cos \alpha + \frac{G \sin \alpha}{2}. \quad (79)$$

Из анализа формул (78) и (79) следует, что с увеличением угла спуска α при одном и том же радиусе поворота сила тяги P_2 уменьшается, а сила торможения P_1 увеличивается. Поворот на спуске не требует высоких тяговых качеств танка, но создает более тяжелые режимы работы тормозных элементов механизмов поворота.

При определенном значении угла спуска сила P_2 становится равной нулю. Поворачивающий момент будет равен

$$M_{\Pi} = P_1 \frac{B}{2}.$$

При дальнейшем увеличении угла спуска сила P_2 становится так же, как и сила P_1 , тормозной силой и поворачивающий момент будет равен

$$M_{\Pi} = (P_1 - P_2) \frac{B}{2}.$$

2. Радиус свободного поворота и ограничение поворотливости танка по сцеплению забегающей гусеницы с грунтом

Радиус поворота, при котором $P_1 = 0$ и потери во фрикционных элементах механизма поворота отсутствуют, называется радиусом свободного поворота и обозначается R_c . Такой поворот возможен только при механизмах поворота, обеспечивающих отсоединение отстающей гусеницы от трансмиссии. В качестве примера таких механизмов можно привести бортовой фрикцион, двухступенчатый планетарный механизм поворота, механизмы поворота второго типа с двойным подводом мощности. Механизмы дифференциального типа такого поворота не обеспечивают.

Величина R_c определяется из решения следующей системы уравнений:

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{a + (1-a) \frac{R_c}{B}};$$

$$P_1 = \left(-f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \right) \cos \alpha - \frac{G \sin \alpha}{2} = 0.$$

Радиус свободного поворота с увеличением угла подъема α резко уменьшается. При $\alpha=0$ на грунте, характеризуемом коэффициентами $\mu_{\max}=0,8$ и $f=0,08$, для случая $\frac{L}{B}=1,5$ $R_c=44B$.

Поворот с R_c при $\alpha=0$ используется главным образом для выравнивания машины при уводе ее в случае движения по дорогам. На подъемах поворот с R_c расширяет возможности управления танком с указанными механизмами поворота без потерь во фрикционных элементах, но одновременно с этим в отдельных случаях усложняется управление танком, так как имеется опасность входа в поворот по спирали с резким уменьшением радиуса кривизны траектории движения танка. Во избежание таких поворотов с малыми радиусами (меньшими, чем требуется) у механиков-водителей должны вырабатываться соответствующие навыки.

Весьма важно установить возможность поворота танка по условию сцепления забегающей гусеницы с грунтом. Условие обеспечения силы тяги на забегающей гусенице по сцеплению можно записать так:

$$P_2 = P_{2\text{сц}}$$

или

$$\left(f \frac{G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \right) \cos \alpha + \frac{G \sin \alpha}{2} = \varphi \frac{G \cos \alpha}{2},$$

откуда

$$\mu = 2 \frac{\varphi - f - \operatorname{tg} \alpha}{\frac{L}{B}},$$

где μ — соответствует $R=R_\varphi$; R_φ — предельное (минимальное) значение R по сцеплению забегающей гусеницы с грунтом;

φ — значение коэффициента сцепления для данного грунта;
 $\varphi \approx \mu_{\max}$.

Радиус R_φ по данным μ , μ_{\max} и a определится из формулы

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{a + (1 - a) \frac{R_\varphi}{B}}.$$

Расчеты и эксперименты показывают, что значения допустимых по сцеплению забегающей гусеницы с грунтом радиусов поворота резко увеличиваются с увеличением углов подъема.

Важно также установить зависимость поворотливости танка от соотношения конструктивных параметров машины $\frac{L}{B}$.

Допустимое соотношение этих величин должно быть

$$\frac{L}{B} \leq 2 \frac{\varphi - f - \operatorname{tg} \alpha}{\mu}.$$

Для обеспечения поворотливости танка с $R = B$ на горизонтальном участке необходимо, чтобы отношение длины опорной поверхности к ширине колеи было не больше 2.

3. Влияние поперечной силы на момент сопротивления повороту, силу тяги и силу торможения

Действие только одной поперечной силы, без продольной, может иметь место в случае поворота танка на косогоре, когда танк будет занимать положение с чистым креном.

Возможны два таких случая: поворот под гору, когда поперечная составляющая веса танка направлена в сторону поворота, и поворот в гору, когда поперечная составляющая веса танка направлена в сторону, противоположную повороту.

Поворот под гору. На рис. 90 нанесены внешние силы, действующие на танк:

Y — поперечная сила — составляющая веса танка, параллельная плоскости движения и равная $Y = G \sin \alpha$, так как курсовой угол $\psi = 90^\circ$;

$G \cos \alpha$ — нормальная составляющая веса танка;

N_2 — нормальная реакция грунта на забегающую гусеницу;

N_1 — нормальная реакция грунта на отстающую гусеницу;

ΣS_1 — результирующая поперечных касательных реакций грунта на опорную поверхность отстающей гусеницы;

ΣS_2 — то же забегающей гусеницы.

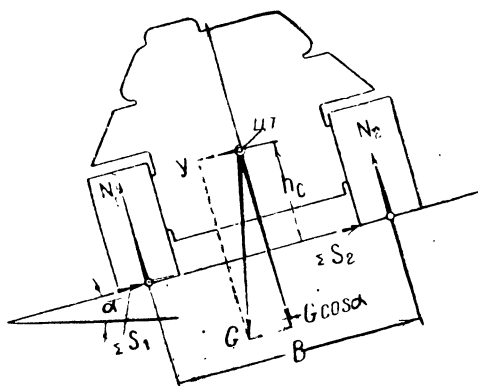


Рис. 90

Поперечная сила $Y = G \sin \alpha$ вызывает перераспределение нормальных нагрузок на гусеницу Q_2 и Q_1 и, следовательно, изменение равных им по величине, но противоположных по знаку нормальных реакций грунта $N_2 = Q_2$ и $N_1 = Q_1$.

В соответствии со схемой сил (см. рис. 90)

$$N_2 = \frac{G}{2} \cos \alpha - G \sin \alpha \frac{h_c}{B};$$

$$N_1 = \frac{G}{2} \cos \alpha + G \sin \alpha \frac{h_c}{B};$$

$$N_2 + N_1 = Q_2 + Q_1 = Q = G \cos \alpha.$$

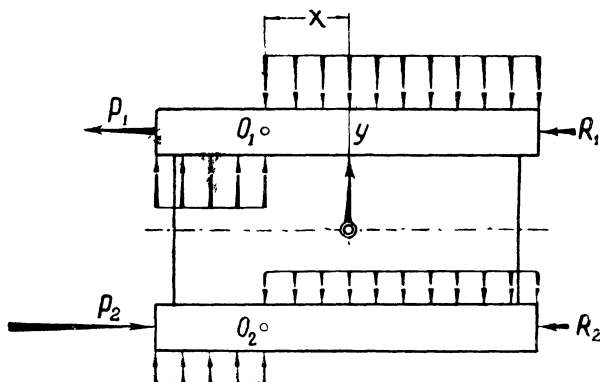


Рис. 91

Поперечная сила также вызывает продольное смещение полюсов поворота гусениц. Рассматривая уравнение равновесия сил, действующих параллельно оси y (рис. 91), можно определить продольное смещение полюсов поворота

$$\gamma = \frac{YL}{2\mu Q}. \quad (80)$$

Продольное смещение полюсов поворота прямо пропорционально величине поперечной силы и обратно пропорционально коэффициенту сопротивления повороту. В тех случаях, когда $Y = \mu Q$, смещение полюсов поворота будет равно $\frac{L}{2}$, т. е. полюса поворота сместятся на задние концы опорных поверхностей гусениц. Это соответствует предельному значению Y , при котором еще происходит поворот. При дальнейшем увеличении Y начнется боковой занос танка.

Момент сопротивления повороту M_c определится как сумма моментов поперечных касательных реакций грунта относительно полюсов поворота

$$M_c = \left(\frac{L}{2} + \gamma\right) \frac{\mu Q_1}{L} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + \gamma\right) + \left(\frac{L}{2} + \gamma\right) \frac{\mu Q_2}{L} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + \gamma\right) + \left(\frac{L}{2} - \gamma\right) \frac{\mu Q_1}{L} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - \gamma\right) + \left(\frac{L}{2} - \gamma\right) \frac{\mu Q_2}{L} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - \gamma\right) = \frac{\mu QL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L}\right)^2\right].$$

Момент сопротивления повороту M_c при наличии продольных смещений полюсов поворота увеличивается.

Сила P_2 определится из уравнения моментов всех внешних сил, действующих на танк, относительно полюса поворота O_1

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B} - Y \frac{\gamma}{B}.$$

Соответственно из уравнения моментов всех сил относительно полюса поворота O_2 получим

$$P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B} - \frac{Y\gamma}{B}.$$

Учитывая, что

$$M_c = \frac{\mu QL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L}\right)^2\right];$$

$$Y\gamma = \frac{\mu Q}{L} 2\gamma^2 = \frac{\mu QL}{4} 2 \left(\frac{2\gamma}{L}\right)^2,$$

получим

$$\frac{M_c}{B} - Y \frac{\gamma}{B} = \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L}\right)^2\right],$$

тогда

$$P_2 = R_2 + \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L}\right)^2\right]; \quad (81)$$

$$P_1 = -R_1 + \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L}\right)^2\right]. \quad (82)$$

Здесь

$$R_2 = fQ_2 = f \left(\frac{G}{2} \cos \alpha - G \sin \alpha \frac{h_c}{B} \right);$$

$$R_1 = fQ_1 = f \left(\frac{G}{2} \cos \alpha + G \sin \alpha \frac{h_c}{B} \right).$$

Полученные выражения позволяют сделать следующие выводы. При повороте танка под гору сила тяги P_2 с увеличением угла крена уменьшается вследствие действия поперечной силы Y , создающей поворачивающий момент относительно полюсов поворота гусениц, а также в результате уменьшения сцепного веса Q и силы R_2 .

Сила P_1 с увеличением угла крена уменьшается вследствие действия силы Y , создающей поворачивающий момент, а также в результате уменьшения сцепного веса Q и увеличения силы R_1 .

В соответствии с этим танк, имеющий боковой крен, разворачивается под гору легче, чем при движении на горизонтальном участке.

Поворот в гору. На рис. 92 и 93 нанесены внешние силы, действующие на танк при повороте его из положения с боковым креном в гору.

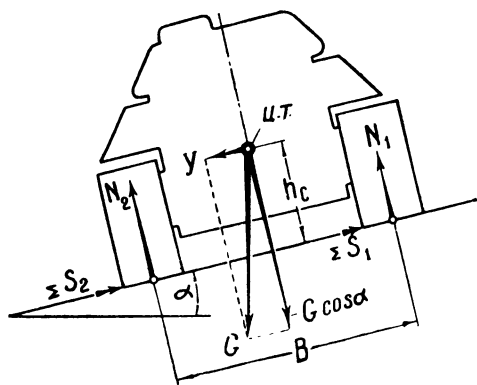


Рис. 92

Из условий равенства проекций сил на поперечную ось танка, как и в случае поворота под гору,

$$\gamma = \frac{YL}{2\mu Q}.$$

При одном и том же смещении полюса поворота γ момент сопротивления повороту, создаваемый поперечными составляющими касательных реакций со стороны грунта, будет такой же, что и при повороте под гору

$$M_c = \frac{\mu QL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right].$$

Из уравнения моментов относительно полюса поворота O_1 (см. рис. 93)

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B} - \frac{Y\gamma}{B}.$$

Аналогично

$$P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B} - \frac{Y_l}{B}.$$

Так как

$$\frac{M_c}{B} - \frac{Y_l}{B} = \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2l}{L} \right)^2 \right],$$

то

$$P_2 = R_2 + \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2l}{L} \right)^2 \right];$$

$$P_1 = -R_1 + \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2l}{L} \right)^2 \right].$$

Учитывая, что

$$Q = G \cos \alpha;$$

$$R_2 = f \left(\frac{G \cos \alpha}{2} + G \sin \alpha \frac{h_c}{B} \right);$$

$$R_1 = f \left(\frac{G \cos \alpha}{2} - G \sin \alpha \frac{h_c}{B} \right),$$

можно сделать следующие выводы.

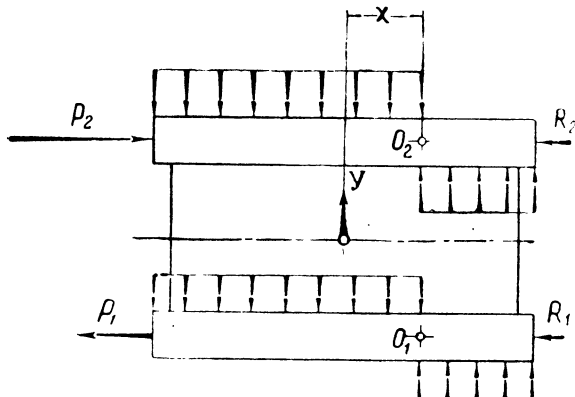


Рис. 93

С увеличением угла крена α сила тяги P_2 будет уменьшаться вследствие действия силы Y , создающей поворачивающий момент, а также в результате уменьшения сцепного веса. Некоторое же увеличение силы R_2 сказывается на величине силы P_2 незначительно.

С увеличением угла крена α сила P_1 будет уменьшаться в результате действия силы Y , создающей поворачивающий момент, а также вследствие уменьшения сцепного веса Q . Некоторое же уменьшение силы R_1 сказывается незначительно.

4. Поворот танка на косогоре

Рассмотренные выше четыре случая являются частными случаями поворота танка на косогоре. Значения сил P_2 и P_1 при промежуточных положениях танка между рассмотренными имеют соответственно промежуточные значения.

Рассмотрим одно из промежуточных положений, которое занимает танк между поворотом на подъеме и поворотом с боковым креном под гору (см. рис. 85).

В соответствии с изложенным выше примем следующую схему расчета. Эпюру поперечных реакций грунта на опорные поверхности гусениц примем прямоугольной, т. е. не будем учитывать влияния продольной составляющей $X = G \cos \alpha \cos \psi$ на перераспределение нормальной нагрузки на гусеницы и соответствующее изменение эпюры поперечных сил.

Эпюра поперечных сил будет несимметричной. Полусы поворота под воздействием поперечной силы $Y = G \sin \alpha \sin \psi$ сместятся назад на величину $\gamma = \frac{YL}{2\mu G \cos \alpha}$. Схема сил, действующих на танк, показана на рис. 94.

Сила тяги P_2 определяется из уравнения моментов относительно полюса поворота отстающей гусеницы

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B} - \frac{Y\gamma}{B} + \frac{X}{2}. \quad (83)$$

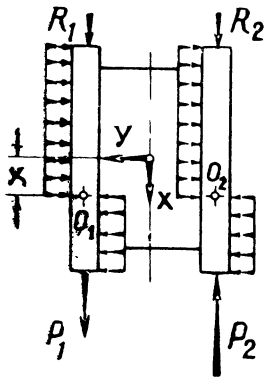


Рис. 94

По аналогии с предыдущими выводами

$$R_2 = fQ_2 = f \left(\frac{G \cos \alpha}{2} - \frac{G \sin \alpha \sin \psi}{B} h_c \right);$$

$$\begin{aligned} \frac{M_c}{B} - \frac{Y\gamma}{B} &= \frac{\mu QL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{\mu G \cos \alpha L}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right]; \end{aligned}$$

$$\frac{X}{2} = \frac{G \sin \alpha \cos \psi}{2}.$$

Из уравнения моментов относительно полюса поворота забегающей гусеницы получим

$$P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B} - \frac{Y\gamma}{B} - \frac{X}{B}, \quad (84)$$

где

$$R_1 = f \left(\frac{G \cos \alpha}{2} + \frac{G \sin \alpha \sin \psi}{B} h_c \right).$$

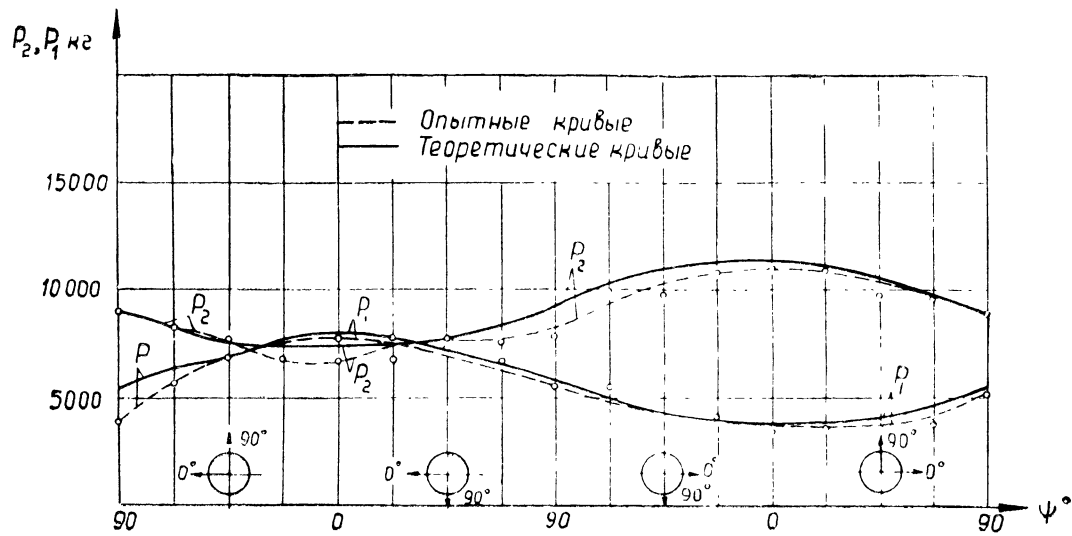


Рис. 95

На рис. 95 приведен график зависимости P_2 от курсового угла ψ при $\alpha = 5,5^\circ$ для танка ИС-3 (по опытам Е. И. Иванова). Опытные данные получены путем замера моментов на ведущих колесах при помощи динамометрических звездочек. Как видно из графика, принятая за основу расчетная схема взаимодействия гусениц с грунтом позволяет достаточно точно определить силы P_2 и P_1 . Значения сил P_2 и P_1 , подсчитанные по принятой расчетной схеме, близко совпадают с экспериментальными данными, несмотря на известную условность расчетной схемы взаимодействия гусениц с грунтом при повороте танка.

Для обеспечения равномерного поворота на косогоре необходимо непрерывно изменять силы P_2 и P_1 , что при повороте с пробуксовкой фрикционных элементов механизма поворота затрудняет управление машиной.

5. Влияние центробежной силы на поворот танка

Рассмотрим частный случай поворота с учетом действия центробежной силы, а именно: поворот на горизонтальной площадке с постоянными радиусом и скоростью поворота. При этом допускаем, что продольная составляющая центробежной силы не вызывает изменения эпюры нормальных давлений по длине танка и, следовательно, не вызывает изменения момента сопротивления повороту. Последний изменяется только в результате действия поперечной составляющей центробежной силы.

Центробежная сила C вызывает смещение полюсов поворота вперед на величину $\gamma = \frac{YL}{2\mu G}$ (рис. 96).

Центробежная сила равна

$$C = \frac{G}{g} \omega^2 R_c.$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$Y = C \cos \varphi = C \frac{R - \frac{B}{2}}{R_c}.$$

Подставляя значение C , получим

$$Y = \frac{G}{g} \omega^2 \left(R - \frac{B}{2} \right),$$

но

$$\omega = \frac{v_{c,x}}{R - \frac{B}{2}}.$$

Тогда

$$Y = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{c_x}^2}{R - \frac{B}{2}}, \quad (85)$$

где v_{c_x} — скорость точки, лежащей на пересечении продольной оси с нормалью, опущенной на эту ось из центра поворота.

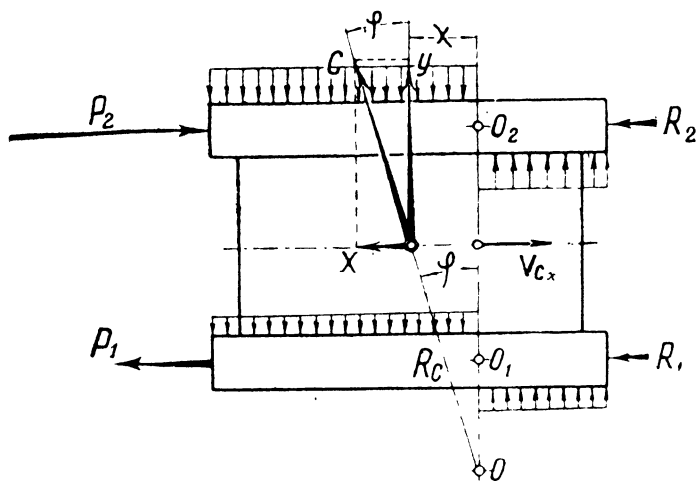


Рис. 96

Продольная составляющая центробежной силы X равна

$$X = Y \operatorname{tg} \varphi.$$

Так как

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\gamma}{R - \frac{B}{2}}, \quad \text{а } \gamma = \frac{YL}{2\mu G},$$

то

$$X = \frac{Y^2 L}{2\mu G \left(R - \frac{B}{2} \right)}. \quad (86)$$

Поперечная составляющая центробежной силы вызовет перераспределение нагрузки на гусеницы и, следовательно, изменение сил R_2 и R_1 .

Момент сопротивления повороту при наличии продольных смещений полюсов поворота будет равен

$$M_c = \frac{\mu GL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right].$$

Сила P_2 определится из уравнения моментов всех сил относительно полюса поворота O_1 , а сила P_1 — из уравнения моментов относительно полюса поворота O_2 .

$$P_2 = R_2 + \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right] + \frac{X}{2}; \quad (87)$$

$$P_1 = -R_1 + \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right] - \frac{X}{2}. \quad (88)$$

Рассматривая формулы (87) и (88), можно прийти к следующим выводам.

С увеличением скорости танка при неизменном радиусе поворота сила P_2 , с одной стороны, уменьшается (несмотря на увеличение M_c) в результате действия поперечной составляющей центробежной силы, создающей поворачивающий момент, и, с другой стороны, она увеличивается вследствие увеличения продольной составляющей центробежной силы X и силы R_2 . В итоге при реальных соотношениях R и v сила P_2 уменьшается.

Сила P_1 уменьшается с увеличением скорости в результате действия поперечной составляющей центробежной силы Y и продольной составляющей центробежной силы X , несмотря на увеличение M_c и уменьшение R_1 .

Занос танка под действием центробежной силы. Занос танка начнется при $\gamma = \frac{L}{2}$, когда $Y = \mu G$, т. е. поперечная составляющая центробежной силы будет уравниваться поперечными реакциями грунта, действующими с одной стороны на всей длине опорной поверхности гусениц.

С другой стороны

$$Y = \frac{G}{g} \frac{v_{cx}^2}{\left(R - \frac{B}{2} \right)}.$$

Отсюда критическая скорость, при которой начнется занос, будет равна

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{\mu g \left(R - \frac{B}{2} \right)}. \quad (89)$$

Значение μ , вне зависимости от того, с каким радиусом поворачивается танк, берем равным μ_{max} , так как при заносе вследствие

большого бокового перемещения гусеницы касательные реакции на нее со стороны грунта достигнут максимального значения.

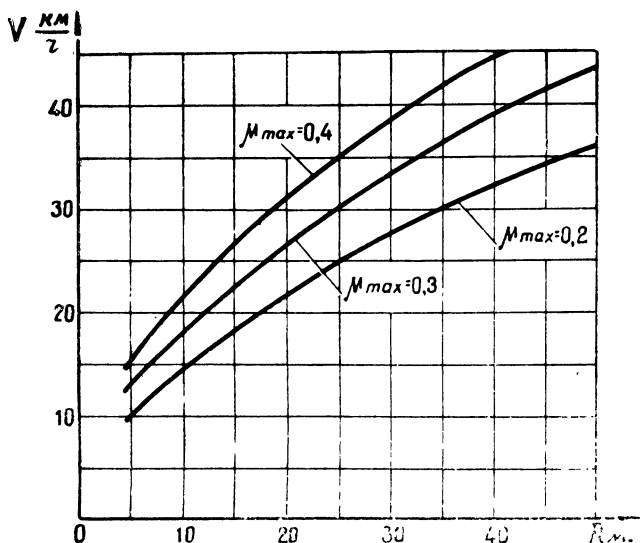


Рис. 97

На рис. 97 представлен график зависимости критических скоростей от радиуса поворота при различных значениях μ . Из рисунка видно, что опасность заноса танка накладывает значительные ограничения на скорости движений, особенно на скользких грунтах.

* * *

Из анализа влияния продольных и поперечных сил на равномерный поворот танка видно, что наиболее тяжелыми условиями в отношении потребных для поворота сил P_2 и P_1 являются условия поворота на горизонтальном участке местности и на подъеме. При повороте на подъеме требуется наибольшее значение силы тяги на забегавшей гусенице и наименьшее — на отстающей. Условия движения на горизонтальном участке и на подъемах следует принимать как исходные для тягового расчета поворота. Машина, рассчитанная на равномерный поворот в этих условиях, в более легких условиях будет поворачиваться с большими скоростями.

При повороте танка на местности вследствие изменения наклона плоскости движения, качества грунта и скорости движения непрерывно меняются и потребные для поворота силы P_2 и P_1 , что приводит практически к неравномерному повороту: при механизмах с одной степенью свободы — к изменению скорости поворота, при механизмах с двумя степенями свободы (при пробуксовке фрикцион-

ных элементов) — к неравномерному повороту с переменным радиусом поворота.

§ 2. НЕРАВНОМЕРНЫЙ ПОВОРОТ ТАНКА

Равномерный поворот является частным случаем поворота. В большинстве случаев поворот происходит неравномерно, при этом изменяется как скорость поступательного движения танка, так и радиус поворота. Процесс входа танка в равномерный поворот так же, как и процесс выхода его из поворота, является частным случаем неравномерного поворота.

Характер неравномерного поворота зависит от многих факторов: внешних сил сопротивления движению, сил тяг на гусеницах, веса танка и момента инерции танка относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести. В свою очередь силы тяги, реализуемые на гусеницах, зависят от мощности двигателя, внутренних сопротивлений в трансмиссии и гусеничном движителе, моментов инерции вращающихся масс трансмиссии и гусеничного движителя, динамических и кинематических параметров механизма поворота, а также от приемов управления фрикционными элементами механизма поворота и др.

Рассмотрим случай неравномерного поворота танка на горизонтальном участке местности. Схема сил и моментов, действующих на танк, приведена на рис. 98. Здесь центробежная сила обозначена $\frac{m v_c^2 \cos \varphi}{R - \frac{B}{2}}$, сила инерции танка $m \dot{v}_c$, момент касательных сил

инерции танка относительно оси z , проходящей через центр тяжести танка, $I_z \ddot{\varphi}$.

Поперечные касательные реакции грунта на опорные поверхности гусениц создают момент сопротивления повороту (величину которого относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, обозначим через M'_c) и результирующую поперечную силу S_T . Окончательно схему сил и моментов можно представить так, как показано на рис. 99.

Уравнения движения танка в неподвижных координатах в соответствии с данной схемой будут:

$$\left. \begin{aligned} \sum X &= -m \ddot{x} + (P_2 + P_1 - R_2 - R_1) \cos \varphi + S_T \sin \varphi = 0 \\ \sum Y &= -m \ddot{y} + (P_2 + P_1 - R_2 - R_1) \sin \varphi - S_T \cos \varphi = 0 \\ \sum M &= -I_z \ddot{\varphi} - M'_c + (P_2 + P_1 - R_2 + R_1) \frac{B}{2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

где $m \ddot{x}$ — проекция силы инерции на ось x ;

$m \ddot{y}$ — проекция силы инерции на ось y .

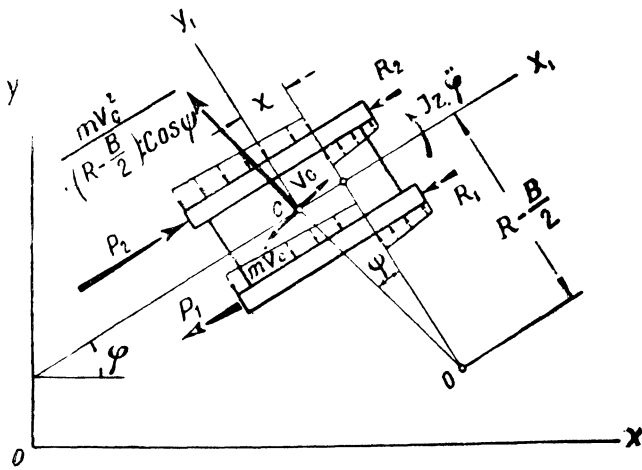


Рис. 98

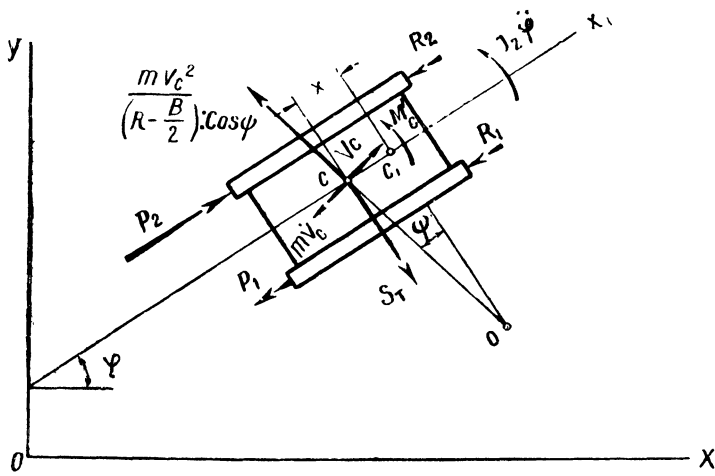


Рис. 99

Кроме того, уравнения дифференциальных связей будут:

$$\frac{\omega_{в.к_2} - \omega_{в.к_1}}{B} r_{в.к} = \dot{\psi};$$

$$\frac{\omega_{в.к_2} + \omega_{в.к_1}}{2} r_{в.к} = v_{сх} = \dot{x} \cos \varphi + \dot{y} \sin \varphi,$$

где $\omega_{в.к_1}$ — угловая скорость ведущего колеса отстающей гусеницы;

$\omega_{в.к_2}$ — угловая скорость ведущего колеса забегающей гусеницы;

$v_{сх}$ — составляющая скорости v_c по продольной оси танка x_1 ;

\dot{x} — составляющая скорости v_c по оси x ;

\dot{y} — составляющая скорости v_c по оси y .

Кроме уравнений движения танка и уравнений связей, необходимо составить уравнение кинетической энергии танка, а также определить R_2 , R_1 и M'_c с учетом влияния центробежной силы. При составлении уравнения кинетической энергии танка надо знать мощность двигателя, развиваемую в данный момент, его обороты, моменты инерции вращающихся деталей двигателя, трансмиссии и гусеничного движителя, потери на трение в трансмиссии и движителе, передаточные числа трансмиссии, характеристику механизма поворота и приемы управления двигателем и механизмом поворота. Решение задачи по определению траектории движения танка представляет значительные трудности и может быть выполнено только в том случае, если мы располагаем всеми данными по характеристике танка и приемам управления им.

В большинстве случаев нас интересует не сама траектория движения танка, а изменение скорости $v_{сх}$ и радиуса поворота. Последние возможно определить, воспользовавшись уравнениями движения танка в подвижной системе координат.

Спроектируем ускорения центра тяжести танка (рис. 100) на подвижные координаты x_1 , c , y_1 .

Сумма проекций тангенциального ускорения центра тяжести танка \dot{v}_c и центростремительного ускорения $\frac{v_c^2 \cos \psi}{R - \frac{B}{2}}$ на ось x_1

будет равна

$$\ddot{x}_1 = \dot{v}_c \cos \psi + \frac{v_c^2 \cos \psi}{R - \frac{B}{2}} \sin \psi.$$

Учитывая, что

$$\left(R - \frac{B}{2}\right) \operatorname{tg} \psi = \gamma.$$

получим

$$\frac{v_c^2 \sin \psi \cos \psi}{R - \frac{B}{2}} = \frac{v_c^2 \sin \psi \cos \psi \cos \psi}{\left(R - \frac{B}{2}\right) \left(R - \frac{B}{2}\right) \sin \psi} = \frac{v_c^2 \cos^2 \psi}{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2}.$$

Так как

$$v_c^2 \cos^2 \psi = v_{cx}^2$$

и, кроме того,

$$\dot{v}_c \cos \psi = \dot{v}_{cx},$$

то

$$\ddot{x}_1 = \dot{v}_{cx} + \left(\frac{v_{cx}}{R - \frac{B}{2}}\right)^2.$$

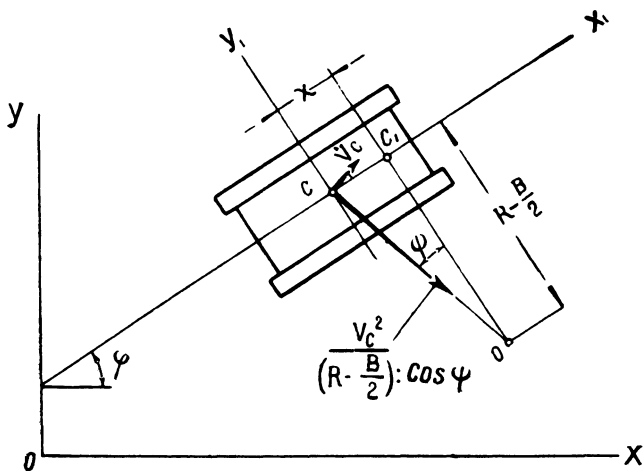


Рис. 100

Проекция ускорений центра тяжести танка на ось y_1 будет

$$\ddot{y}_1 = \dot{v}_c \sin \psi - \frac{v_c^2 \cos \psi}{R - \frac{B}{2}} \cos \psi.$$

Так как

$$\dot{v}_c \sin \psi = \frac{\dot{v}_c \sin \psi}{\left(R - \frac{B}{2}\right) \frac{\sin \psi}{\cos \psi}} = \frac{\dot{v}_c \cos \psi}{R - \frac{B}{2}} = \frac{\dot{v}_{cx}}{R - \frac{B}{2}},$$

$$\ddot{y}_1 = \frac{\dot{v}_{cx}}{R - \frac{B}{2}} \gamma - \frac{v_{cx}^2}{R - \frac{B}{2}}.$$

Уравнения движения танка в подвижных координатах можно записать так:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_1 &= -m\ddot{x}_1 + P_2 - R_2 - P_1 - R_1 \\ \sum Y_1 &= -m\ddot{y}_1 - S_\tau = 0 \\ \sum M &= -I_2\ddot{\varphi} + (P_2 + P_1 - R_2 + R_1) \frac{B}{2} - M'_c = 0 \end{aligned} \right\} \quad (91)$$

Так же, как и при решении уравнений движения танка в неподвижной системе координат, необходимо составить уравнения дифференциальных связей, определить R_2 , R_1 и M'_c с учетом влияния центробежной силы и составить уравнение кинетической энергии танка.

Решение этой задачи, как уже упоминалось выше, возможно при рассмотрении конструктивных параметров машины и ее механизмов и заданных приемах управления. Исследуем более простой случай неравномерного поворота, когда механизм поворота является механизмом с одной степенью свободы, т. е. когда нет потерь на трение в управляемых фрикционных элементах трансмиссии и танк поворачивается с расчетным радиусом. Для упрощения решения задачи примем следующие допущения:

$$\dot{x}_1 = \dot{v}_{cx}; R_2 = R_1 = f \frac{G}{2} \text{ и } M'_c = M_c = \frac{\mu GL}{4}.$$

Погрешность при допущении, что $\dot{x}_1 = \dot{v}_{cx}$, будет незначительна, так как $\left(\frac{v_{cx}}{R - \frac{B}{2}}\right)^2 \gamma$ при наиболее неблагоприятных слу-

чаях движения не превышает $0,05 \text{ м/сек}^2$. Для танка весом 50 т соответствующая сила инерции составит всего 250 кг . Точно так же при реальных значениях v_{cx} и R небольшая погрешность будет и при допущении $R_2 = R_1 = f \frac{G}{2}$. Принимая $M'_c = M_c = \frac{\mu GL}{4}$,

также будем иметь незначительную погрешность в расчетах. В действительности $M'_c < M_c$, и чем больше скорость движения танка, при прочих равных условиях, тем меньше M'_c . При реальных соотношениях скоростей движения, возможных по тяговым качествам танка, и радиусов поворота при этом допущении мы несколь-

ко завышаем суммарное сопротивление движению танка при повороте.

Динамические качества танка при повороте, подсчитанные при принятых допущениях, будут незначительно отличаться от действительных (будут несколько занижены).

В результате принятых допущений (рис. 101) уравнения движения в подвижных координатах будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \sum X_1 &= -m\ddot{x}_1 + P_2 - P_1 - R_2 - R_1 = 0; \\ \sum M &= -I_z\ddot{\varphi} - M_c + (P_2 + P_1)\frac{B}{2} = 0. \end{aligned} \quad (91a)$$

При составлении этих уравнений мы пользовались схемой сил, соответствующей ускоренному движению танка. В общем случае движения танка на повороте, не предопределяя заранее будет оно ускоренным или замедленным, в соответствии со вторым законом механики уравнения можно написать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} P_2 - P_1 - R_2 - R_1 &= m\ddot{x}_1 \\ (P_2 + P_1)\frac{B}{2} - M_c &= I_z\ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (91b)$$

Кроме уравнений движения и уравнений связей для решения задачи по определению движения танка на повороте, необходимо составить уравнение кинетической энергии танка. В общем виде это

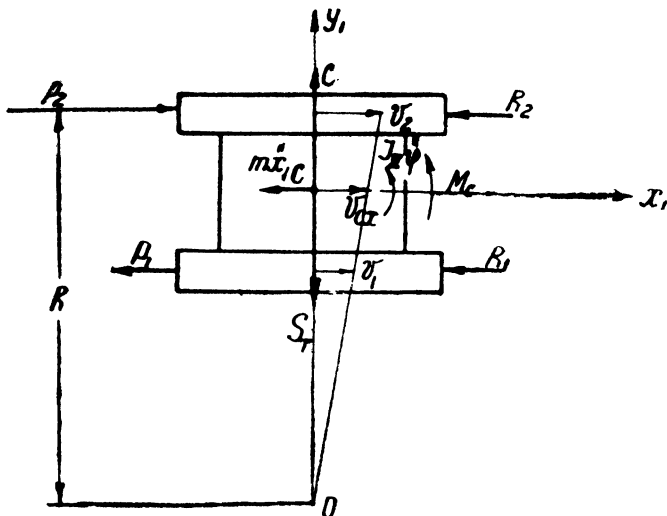


Рис. 101

уравнение можно написать так:

$$dT = d\omega_1 + d\omega_2 + d\omega_3,$$

где dT — изменение кинетической энергии танка;

$d\omega_1$ — элементарная работа движущих сил;

$d\omega_2$ — элементарная работа силы тяжести;

$d\omega_3$ — элементарная работа сил сопротивления движению.

Поскольку исследование неравномерного поворота мы проводим для случая движения на горизонтальной площадке, элементарная работа силы тяжести будет равна нулю, т. е. $d\omega_2 = 0$.

Тогда уравнение кинетической энергии будет

$$dT = d\omega_1 + d\omega_3.$$

Кинетическая энергия танка будет равна сумме

$$T = T_1 + T_2 + T_3,$$

где T_1 — кинетическая энергия танка в поступательном движении;

T_2 — кинетическая энергия вращающихся деталей, кинематически связанных с ведущими колесами;

T_3 — кинетическая энергия вращательного движения танка.

Кинетическая энергия танка в поступательном движении будет равна

$$T_1 = \frac{mv_{cx}^2}{2}.$$

Для определения кинетической энергии вращающихся деталей, кинематически связанных с ведущими колесами, всю моторно-трансмиссионную группу и гусеничные движители можно представить схемой механизма, имеющего одну степень свободы (рис. 102).

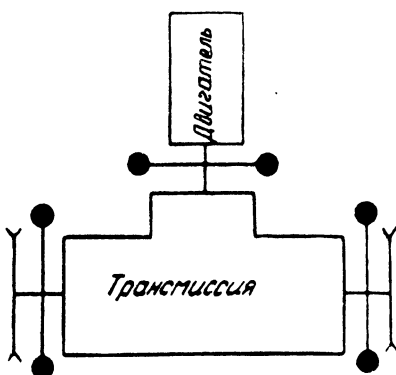


Рис. 102

Между двигателем и ведущим колесом забегающей гусеницы передаточное число равно $i_{т_2}$, между двигателем и отстающей гу-

сеницей i_{T_1} . Передаточное число между ведущим колесом забегающей гусеницы и ведущим колесом отстающей гусеницы будет равно $i_0 = \frac{i_{T_1}}{i_{T_2}}$. Так же, как при исследовании динамики прямо-

линейного движения, будем учитывать кинетическую энергию вращающихся масс только двигателя, бортовых передач и гусеничного движителя. На схеме эти массы условно приведены к трем маховикам: на валу двигателя и на ведущих колесах.

Зная передаточные числа между двигателем и ведущими колесами, можно определить скорости v_2 , v_1 и $v_{c.x}$ через обороты двигателя:

$$v_2 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{r_{в.к}}{i_{T_2}};$$

$$v_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{r_{в.к}}{i_{T_1}};$$

$$v_{c.x} = \frac{v_2 + v_1}{2} = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{r_{в.к}}{2 \frac{i_{T_1} i_{T_2}}{i_{T_1} + i_{T_2}}},$$

где n — обороты двигателя;

$r_{в.к}$ — радиус ведущего колеса.

Кинетическая энергия вращающихся деталей, кинематически связанных с ведущими колесами, будет равна

$$T_2 = T_{2_2} + T_{2_1} + T_{2_{дв}},$$

где T_{2_2} — кинетическая энергия вращающихся деталей движителя забегающей стороны и трансмиссии, включая бортовую передачу, в их относительном движении;

T_{2_1} — кинетическая энергия вращающихся деталей движителя отстающей стороны и трансмиссии, включая бортовую передачу, в их относительном движении;

$T_{2_{дв}}$ — кинетическая энергия вращающихся деталей двигателя.

Кинетической энергией остальных вращающихся деталей трансмиссии механизмов поворота и коробки передач мы, как и при исследованиях прямолинейного движения, пренебрегаем ввиду малого ее значения.

При определении T_2 можно воспользоваться эмпирической формулой определения T_2 при прямолинейном движении. Как известно, при прямолинейном движении эта кинетическая энергия равна

$$T_2 = (\delta - 1) \frac{mv^2}{2},$$

где коэффициент δ принят равным $\delta = 1,2 + 0,002i_0^2$.

Коэффициент 0,2 учитывает кинетическую энергию вращающихся деталей гусеничного движителя и трансмиссии до бортовых передач включительно.

Коэффициент $0,002 i_T^2$ учитывает кинетическую энергию вращающихся деталей двигателя.

В соответствии с этим кинетическая энергия вращающихся деталей, кинематически связанных с ведущими колесами, при повороте танка будет равна

$$T_{2_2} = 0,1 \frac{m v_2^2}{2};$$

$$T_{2_1} = 0,1 \frac{m v_1^2}{2};$$

$$T_{2_{дв}} = 0,002 i_{T_2}^2 \frac{m v_2^2}{2}.$$

Кинетическая энергия T_3 равна

$$T_3 = \frac{I_z \dot{\varphi}^2}{2},$$

где I_z — момент инерции танка относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести.

Кинетическая энергия всего танка будет равна

$$\begin{aligned} T &= \frac{m v_{c_x}^2}{2} + 0,1 \frac{m v_2^2}{2} + 0,1 \frac{m v_1^2}{2} + 0,002 i_{T_2}^2 \frac{m v_2^2}{2} + \frac{I_z \dot{\varphi}^2}{2} = \\ &= v_{c_x}^2 \left[\frac{m}{2} + 0,1 \frac{m}{2} \left(\frac{R}{R - \frac{B}{2}} \right)^2 + 0,1 \frac{m}{2} \left(\frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + 0,002 i_{T_2}^2 \frac{m}{2} \left(\frac{R}{R - \frac{B}{2}} \right)^2 + \frac{I_z}{2} \left(\frac{1}{R - \frac{B}{2}} \right)^2 \right]. \end{aligned}$$

Приравнивая $\dot{\varphi} = v_{c_x} \frac{1}{R - \frac{B}{2}}$, т. е. считая, что фактически

радиус поворота равен теоретическому радиусу R , мы допускаем некоторую погрешность в сторону увеличения T_3 .

При подсчете T_{2_1} и T_{2_2} , выражая v_1 и v_2 через v_{c_x} и теоретический радиус R , мы никакой погрешности не делаем, так как кинетическая энергия вращающихся деталей пропорциональна теоретическим скоростям v_2 и v_1 .

Дифференциал кинетической энергии равен

$$dT = \delta_n m v_{cx} dv_{cx}.$$

где $\delta_n = 1 + 0,1 \left(\frac{R-B}{R-\frac{B}{2}} \right)^2 + 0,1 \left(\frac{R-B}{R-\frac{B}{2}} \right)^3 + 0,002 t_r^2 \left(\frac{R}{R-\frac{B}{2}} \right)^2 + \frac{I_z}{m} \left(\frac{1}{R-\frac{B}{2}} \right)^2$.

Элементарная работа движущих сил равна

$$dw_1 = 75 N_d dt.$$

Элементарная работа сил сопротивления равна

$$dw_3 = dw_3' + dw_3'',$$

где dw_3' — элементарная работа внутренних сил сопротивления движению;

dw_3'' — элементарная работа внешних сил сопротивления движению (сопротивление поступательному движению танка и сопротивление вращательному движению опорных поверхностей гусениц).

Элементарная работа внутренних сил сопротивления движению равна

$$dw_3' = -75 N_d (1 - \eta_2) dt - P_1 dS_1 (1 - \eta_p),$$

где $-75 N_d (1 - \eta_2) dt$ — элементарная работа сил трения в цепи механизмов от двигателя до забегающей гусеницы при передаче мощности двигателя;

$- P_1 dS_1 (1 - \eta_p)$ — элементарная работа сил трения в цепи механизмов от отстающей гусеницы до забегающей при передаче мощности с отстающей гусеницы;

P_1 — сила торможения — реакция со стороны грунта на гусеницу, вращающая гусеницу, ведущее колесо и т. д.;

dS_1 — элементарный путь, пройденный гусеницей в относительном движении за время dt ;

η_p — к. п. д. цепи механизмов от отстающей гусеницы до забегающей.

Элементарная работа внешних сил сопротивления движению будет равна

$$dw_3'' = -R_2 dS_2 - R_1 dS_1 - M_c d\varphi,$$

где dS_2 — элементарный путь, пройденный забегающей гусеницей за время dt ;

$d\varphi$ — элементарный угол поворота танка за время dt .

Подставляя в уравнение кинетической энергии значения dT , $d\omega_1$, $d\omega_3$, получим

$$\delta_n m v_{c_x} dv_{c_x} = 75 N_d \eta_2 dt - P_1 dS_1 (1 - \eta_p) - R_2 dS_2 - R_1 dS_1 - M_c d\varphi;$$

делим обе части равенства на dt

$$\delta_n m v_{c_x} \dot{v}_{c_x} = 75 N_d \eta_2 - P_1 v_1 (1 - \eta_p) - R_2 v_2 - R_1 v_1 - M_c \dot{\varphi}.$$

Приводим все скорости и ускорения к v_{c_x} и \dot{v}_{c_x}

$$\begin{aligned} \delta_n m v_{c_x} \dot{v}_{c_x} = & 75 N_d \eta_2 - P_1 v_{c_x} (1 - \eta_p) \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} - R_2 v_{c_x} \frac{R}{R - \frac{B}{2}} - \\ & - R_1 v_{c_x} \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} - M_c v_{c_x} \frac{1}{R - \frac{B}{2}}, \end{aligned}$$

откуда

$$\dot{v}_{c_x} = \frac{75 N_d \eta_2 - P_1 (1 - \eta_p) \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} - R_2 \frac{R}{R - \frac{B}{2}} - R_1 \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}}}{\delta_n m - M_c \frac{1}{R - \frac{B}{2}}}$$

Обозначив

$$\frac{75 N_d \eta_2}{v_{c_x}} = P_{дп}, \quad (92)$$

$$R_2 \frac{R}{R - \frac{B}{2}} + R_1 \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} + M_c \frac{1}{R - \frac{B}{2}} = R_n, \quad (93)$$

получим

$$\dot{v}_{c_x} = \frac{1}{\delta_n m} \left[P_{дп} - P_1 (1 - \eta_p) \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} - R_n \right]. \quad (94)$$

Для определения характера движения необходимо решить следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} P_2 - P_1 - R_2 - R_1 &= m\ddot{x}_1 \\ (P_2 + P_1)\frac{B}{2} - M_c &= I_z\ddot{\varphi} \\ \dot{v}_{cx} &= \frac{1}{\delta_n m} \left[P_{дп} - P_1(1 - \eta_p) \frac{R - \frac{B}{2}}{R - \frac{B}{2}} - R_n \right] \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

$$\text{где } \dot{v}_{cx} = \ddot{x}_1 \text{ и } \ddot{\varphi} = \frac{\dot{v}_{cx}}{R - \frac{B}{2}}.$$

Неизвестными в этих уравнениях являются \dot{v}_{cx} , P_2 и P_1 , известны радиус поворота, сопротивление поступательному движению и сопротивление повороту, а также все технические данные машины и режим работы двигателя в данный момент, т. е. его обороты и развиваемая мощность.

В том случае, если имеется избыток мощности двигателя, движение будет ускоренным. Решая совместно систему уравнений (95), определяем силы P_2 , P_1 , $m\ddot{x}_1$, действующие на танк, и момент $I_z\ddot{\varphi}$. На рис. 103 представлена схема сил, соответствующая такому ускоренному движению. На рис. 104 приведена схема сил, соответствующая случаю замедленного движения, когда будет недоставать мощности для преодоления сопротивлений движению.

При оценке динамических качеств танка при повороте нас интересует в конечном счете не характер движения, т. е. ускоренное оно или замедленное в данный момент, при данных оборотах и мощности двигателя, а значение скорости v_{cx} после поворота танка на гот или иной угол.

Задавая n в данный момент движения, мы тем самым задаемся начальной скоростью v_{cx} . Следовательно, задача сводится к определению закона изменения этой скорости в процессе поворота, т. е. к определению функции $v_{cx} = f(\varphi)$.

Поскольку сила $P_{дп} = \frac{75 N_x \eta_2}{v_{cx}}$, которая входит в формулу определения ускорения \dot{v}_{cx} , является величиной переменной, изменяющейся с изменением скорости движения танка (оборотов двигателя), то при определении \dot{v}_{cx} можно воспользоваться методом, применяемым при определении ускорения танка и силы тяги в процессе разгона в случае прямолинейного движе-

ния, приняв $P_{дп}$ постоянной величиной в определенном диапазоне изменения скорости $v_{сх}$. Чем меньше будет диапазон скорости, при котором принята $P_{дп} = \text{const}$, и, следовательно, больше будет количество таких диапазонов, тем точнее можно определить закон изменения скорости движения танка в процессе поворота.

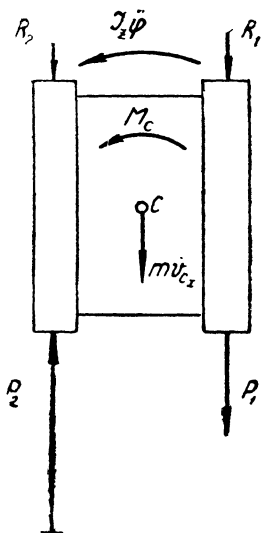


Рис. 103

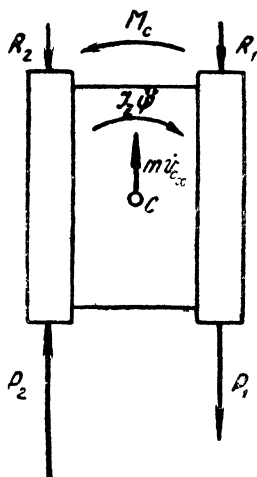


Рис. 104

Рассмотрим случай замедленного движения и проследим последовательность решения задачи построения графика $v_{сх} = f(\varphi)$.

Для построения графика силы $P_{дп}$ в функции скорости $v_{сх}$ необходимо первоначально определить $v_{сх}$ в зависимости от оборотов двигателя.

По скоростной характеристике определяем мощность двигателя, соответствующую данным оборотам двигателя n и данной скорости $v_{сх}$. Протекание зависимости $P_{дп} = f(v_{сх})$ имеет такой же вид, как и протекание зависимости силы тяги по двигателю при прямолинейном движении от скорости движения, т. е. $P_{дп} = f(v)$.

Отличие зависимости $P_{дп} = f(v_{сх})$ от аналогичной при прямолинейном движении будет заключаться только в том, что условное передаточное число трансмиссии при повороте $\frac{2i_{т1}i_{т2}}{i_{т1} + i_{т2}}$ может быть другим по сравнению с передаточным числом трансмиссии на той же передаче при прямолинейном движении.

На рис. 105 приведен примерный график $P_{дп} = f(v_{cx})$.

Предположим, что в момент начала движения с расчетным радиусом скорость танка равнялась $v_{cx\max}$. Разбиваем кривую $P_{дп}$ на три отрезка, принимая $P_{дп} = \text{const}$ на каждом отрезке.

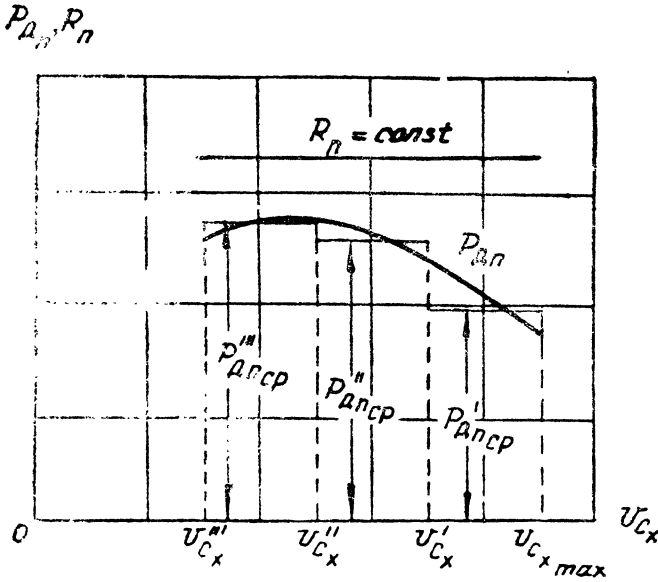


Рис. 105

Решая систему уравнений для значений $P'_{дпср}$, $P''_{дпср}$ и $P'''_{дпср}$, определяем соответствующие отрицательные ускорения \dot{v}'_{cx} , \dot{v}''_{cx} и \dot{v}'''_{cx} .

Время движения танка при изменении скорости с $v_{cx\max}$ до v'_{cx} будет равно

$$t' = \frac{v_{cx\max} - v_{cx}}{\dot{v}'_{cx}}$$

Путь, пройденный центром тяжести танка за это время, будет равен

$$S' = v_{cx\max} t' - \frac{\dot{v}'_{cx} t'^2}{2}$$

За это же время танк повернется на угол

$$\varphi' = \frac{S'}{R - \frac{B}{2}}.$$

Время второго этапа при изменении скорости с v'_{c_x} до v''_{c_x} , путь, пройденный танком, и угол поворота танка будут равны

$$t'' = (v'_{c_x} - v''_{c_x}) \frac{1}{\dot{v}''_{c_x}};$$

$$S'' = v'_{c_x} t'' - \frac{\dot{v}''_{c_x} t''^2}{2};$$

$$\varphi'' = \frac{S''}{R - \frac{B}{2}}.$$

Для третьего этапа подсчет аналогичен.

Учитывая, что при неравномерном повороте с расчетными радиусами на высших передачах силы инерции будут невелики, можно считать, что буксование и юз гусениц незначительно будут отличаться от таковых при равномерном повороте. Это обстоятельство позволяет использовать для расчетов эмпирическую зависимость фактического радиуса поворота от теоретического, т. е. принять $R' = R \frac{L}{B}$.

Зная фактический радиус поворота R' , можно определить и фактические углы поворота φ_{Φ} , т. е.

$$\varphi_{\Phi}' = \frac{S'}{R' - \frac{B}{2}};$$

$$\varphi_{\Phi}'' = \frac{S''}{R' - \frac{B}{2}} \quad \text{и т. д.}$$

В результате можно построить график $v_{c_x} = f(\varphi)$ и график $v_{c_x} = f(\varphi_{\Phi})$ (рис. 106), характеризующие динамические качества танка при повороте.

Ориентировочно динамические качества танка при повороте можно оценить и при решении задачи с большими допущениями, чем это было сделано выше. Так, например, примем, что все внутренние и внешние силы сопротивления движению, за исключением

сопротивления повороту, преодолеваются двигателем. Сопротивление же повороту преодолевается за счет расходования кинетической энергии танка в его переносном движении, накопленной до поворота.

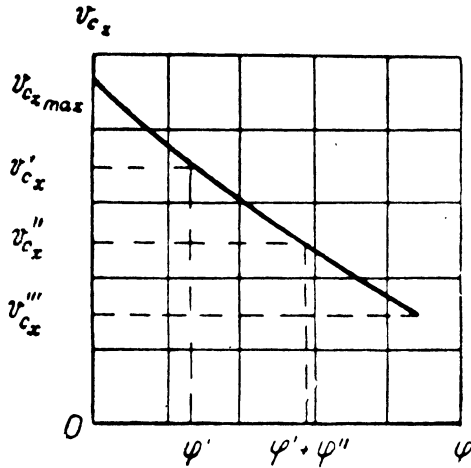


Рис. 106

Изменение кинетической энергии танка будет равно

$$\Delta T = \frac{m(v_{cx_0}^2 - v_{cx}^2)}{2 \cdot 3,6^2},$$

где v_{cx_0} — скорость до входа танка в поворот в км/час;
 v_{cx} — скорость после выхода танка из поворота.

Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления повороту, будет равна

$$\Delta A = M_c \frac{\varphi^\circ \pi}{180^\circ} = \frac{\mu GL}{4} \frac{\varphi^\circ \pi}{180^\circ},$$

где φ° — угол поворота танка в градусах.

Приравнявая изменение кинетической энергии работе сил сопротивления повороту, получим

$$v_{cx} = \sqrt{v_{cx_0}^2 - \frac{13g\mu L\varphi^\circ}{2 \cdot 57,3^\circ}}. \quad (96)$$

На рис. 107 приведен график изменения v_{cx} в зависимости от угла поворота при различных начальных значениях v_{cx_0} . Поскольку угол поворота танка в большинстве случаев не превышает 30–60°, падение скорости v_{cx} будет незначительным

для быстроходных машин, имеющих высокую среднюю скорость движения (высокую $N_{уд}$). При повороте на такие углы скорость танка будет снижаться не больше, чем при прямолинейном движении во время подтормаживания в случае встречи с мелкими препятствиями.

Это положение является весьма важным для быстроходных танков. В быстроходных машинах радиусы поворота должны быть достаточно большими во избежание заноса танка и потери в связи с этим управляемости. В этом случае энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивления поступательному движению танка, будет превышать энергию, затрачиваемую на преодоление сопротивления вращательному движению опорных поверхностей гусениц.

Рассмотрим этот вопрос на конкретном примере. Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления поступательному движению танка, будет равна

$$\Delta A_f = fGS = fg \frac{\varphi^\circ \pi}{180^\circ} R.$$

Соотношение работ ΔA_f и ΔA_μ будет равно

$$\frac{\Delta A_f}{\Delta A_\mu} = \frac{fg \frac{\varphi^\circ \pi}{180^\circ} R}{\frac{\mu GL}{4} \frac{\varphi^\circ \pi}{180^\circ}} = \frac{4fR}{\mu L}.$$

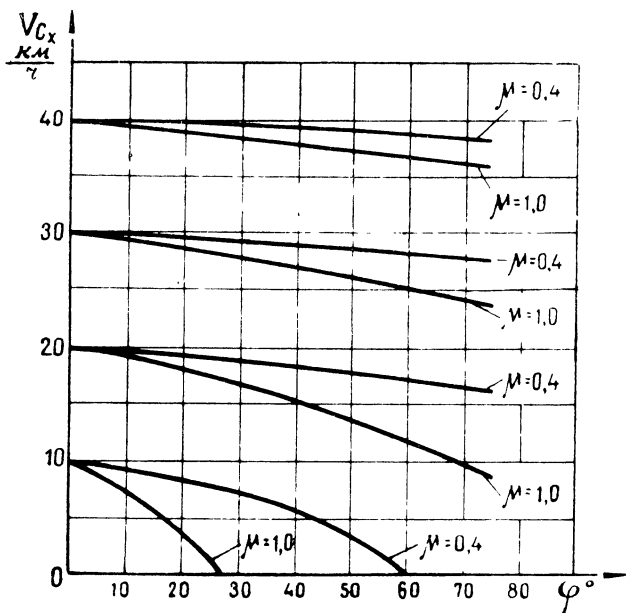


Рис. 107

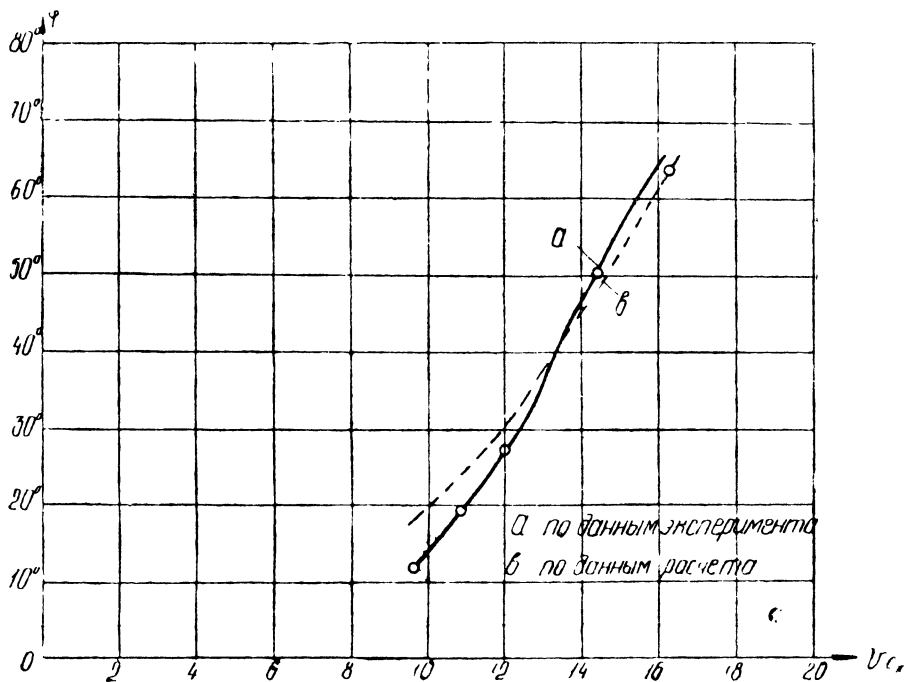


Рис. 108

Для средних и тяжелых танков при $L \approx 4$ м это соотношение будет равно

$$\frac{\Delta A_f}{\Delta A_\mu} = \frac{fR}{\mu}.$$

При повороте с $R = 12$ м, $\mu = 0,4$ и $f = 0,06$

$$\frac{\Delta A_f}{\Delta A_\mu} = \frac{0,06 \cdot 12}{0,4} = 1,8,$$

т. е. работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления поступательному движению танка в данных условиях поворота, будет в 1,8 раза больше работы, затрачиваемой на преодоление сопротивления вращательному движению опорных поверхностей гусениц в процессе поворота. Таким образом, сопротивление движению увеличится всего на 55%, что равносильно при прямолинейном движении увеличению коэффициента f до 0,093. Такое увеличение сопротивления при прямолинейном движении может иметь место не только при притормаживании танка, но и при незначительном местном изменении рельефа дороги или качества грунта. Важно, конечно,

чтобы поворот танка не сопровождался потерями энергии в тормозных элементах механизмов поворота, когда расход мощности может возрасти в значительно большей степени.

Приведенные подсчеты подтверждаются опытом. На рис. 108 приведен график зависимости угла поворота танка от начальной скорости при входе в поворот. Поворот совершался за счет использования всей кинетической энергии танка до его остановки при отключенном двигателе, без потерь на трение в управляемых фрикционных элементах с $R = 12$ м. Качество грунта в отношении сопротивления движению танка характеризовалось коэффициентами $\mu_{\max} = 0,6$ и $f = 0,06$.

Здесь же пунктиром нанесена теоретическая кривая, подсчитанная по формуле $\Delta T = \Delta A_{\mu} + \Delta A_f$ при коэффициенте $\mu = 0,4$, соответствующем $R = 12$ м и $f = 0,06$. Результаты подсчета и эксперимента близко совпадают.

Для быстроходных машин вполне допустимо использование кинетической энергии на преодоление сопротивления повороту с последующим ее накоплением при прямолинейном движении.

Поворот танка с малой удельной мощностью и, следовательно, с низкой средней скоростью движения должен производиться в результате расходования мощности, развиваемой двигателем. Такие машины требуют более сложных механизмов поворота, обеспечивающих меньшие потери во фрикционных управляемых элементах и некоторое автоматическое снижение v_{cx} .

Глава 3

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПОВОРОТА ТАНКА

§ 1. ЗАДАЧИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА, ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ, КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

В зависимости от поставленной задачи, как и в тяговом расчете танка при прямолинейном движении, тяговый расчет поворота танка может быть поверочным расчетом, когда задача сводится к оценке тяговых качеств существующего танка при повороте, или тяговым расчетом проектируемого танка, когда ставится задача выбора типа механизма поворота и основных его конструктивных и динамических параметров.

1. Выбор расчетных условий и коэффициентов

Как при поверочном тяговом расчете поворота, так и при тяговом расчете поворота проектируемого танка весьма важным является выбор условий движения танка, для которых следует производить расчет. Сопротивление движению танка изменяется в очень широких пределах в зависимости от характера грунта и его влажности, от наклона плоскости движения, радиуса поворота, скорости движения и конструкции танка. Поэтому целесообразно выбрать типичные условия движения, которые имеют место при боевом использовании танков, и одновременно с этим наиболее тяжелые условия для поворота.

На грунтах с меньшим сопротивлением повороту танк, рассчитанный на поворот в тяжелых условиях, будет иметь более высокие динамические свойства.

В качестве типичных тяжелых условий для поворота следует принять поворот на дернистом суглинистом грунте при влажности, не превышающей 8%.

Коэффициент сопротивления повороту на этом грунте для средних и тяжелых танков может быть принят равным

$$\mu = \frac{0,8 \div 0,85}{0,85 + 0,15 \frac{R}{B}}$$

Коэффициент сопротивления поступательному движению $f = 0,06 \div 0,07$.

Из рассмотренного ранее влияния продольных и поперечных сил на поворот танка видно, что наиболее тяжелыми условиями движения на данном грунте при данном радиусе поворота являются условия движения на горизонтальном участке и на подъеме с малой скоростью, когда величина центробежной силы незначительна. При повороте с боковым креном как в гору, так и под гору, а также при повороте на спуске значение потребной силы тяги на забегающей гусенице будет меньше, чем при повороте на горизонтальном участке.

Центробежная сила сказывается на уменьшении потребной для равномерного поворота силы тяги на забегающей гусенице и силы торможения на отстающей, причем сила торможения уменьшается в большей степени, чем сила тяги. Чем больше скорость движения танка при повороте с данным радиусом, тем больше центробежная сила и больше уменьшаются сила тяги и сила торможения. При реальных соотношениях скоростей движения и радиусов поворота, обусловленных тяговыми возможностями современных танков, значение центробежной силы невелико по сравнению с силами сопротивления движению, действующими на танк со стороны грунта, и силами тяги и торможения. Если в тяговых расчетах не учитывать влияние центробежной силы, то для танков с механизмами поворота, где энергия, поступающая с отстающей гусеницы, целиком поглощается в тормозе, как, например, в бортовом фрикционе, мы зайдем значительное значение мощности, расходуемой на поворот, по сравнению с фактически потребной. Для танков с механизмами поворота, где осуществляется рекуперация мощности с отстающей на забегающую гусеницу, данное допущение приведет к некоторому снижению мощности по сравнению с фактически потребной.

Основные расчеты будем производить для случая равномерного поворота с постоянными радиусами на горизонтальных участках без учета влияния центробежной силы. В отдельных же случаях необходимо проверять поворотливость танка на подъемах, а для быстроходных танков, кроме того, и проверять поворотливость на горизонтальном участке с учетом влияния центробежной силы.

В тех случаях, когда тяговые качества танка недостаточны для обеспечения равномерного поворота, что может быть при движении на высших передачах, следует выяснить падение скорости при повороте на угол $45-60^\circ$.

При меньших углах поворота падение скорости будет невелико, а большие углы поворота редко применяются при вождении танков.

2. Классификация механизмов поворота

Тяговые и динамические качества танка на повороте при одном и том же двигателе существенно зависят от типа механизма поворота.

Все механизмы поворота танков при наличии механических ступенчатых коробок передач классифицируются по кинематическим особенностям танка при повороте, а именно по положению связанной с танком точки, скорость которой при неизменных оборотах двигателя и той же включенной передаче равна скорости прямолинейного движения до поворота. Кроме того, механизмы классифицируются по количеству расчетных радиусов поворота.

Наибольшее распространение получили механизмы поворота двух типов.

Механизмы поворота первого типа (дифференциальные) сохраняют при повороте скорость центра танка постоянной и равной скорости прямолинейного движения до поворота (рис. 109).

Расстояние точки, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения, от забегающей гусеницы обозначается через ρ и называется кинематическим параметром механизма поворота. Для дифференциальных механизмов кинематический параметр равен

$$\rho = -\frac{B}{2}.$$

Знак минус принимается для случая положения точки, сохраняющей скорость прямолинейного движения, между забегающей гусеницей и центром поворота.

Механизмы поворота второго типа сохраняют на различных радиусах поворота скорость забегающей гусеницы постоянной и равной скорости прямолинейного движения до поворота (рис. 110).

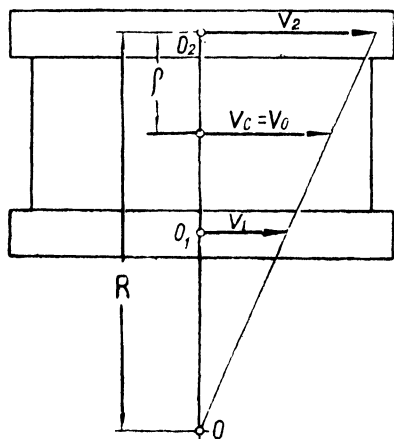


Рис. 109

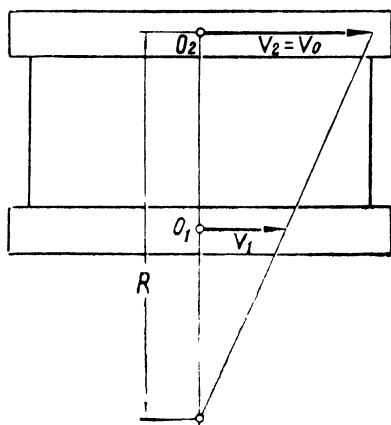


Рис. 110

Кинематический параметр механизма поворота второго типа равен

$$\rho = 0.$$

Радиус поворота, при котором отсутствуют потери мощности на трение в управляемых фрикционных элементах механизма поворота и который не изменяется с изменением режима работы двигателя и внешних условий движения, называется расчетным.

Поворот с отключенной от трансмиссии отстающей гусеницей при выключенном остановочном тормозе также будет происходить без потерь на трение в управляемом фрикционном элементе, но величина радиуса поворота в этом случае будет зависеть от внешних условий движения (сопротивлений повороту и поступательному движению), и такой радиус не является расчетным.

Поворот с постоянным радиусом при переменном режиме работы двигателя и меняющемся сопротивлении движению в процессе поворота может быть обеспечен только в том случае, если механизм поворота при этом будет с одной степенью свободы. Следовательно, расчетный радиус поворота можно получить только при механизме поворота с одной степенью свободы.

Количество расчетных радиусов поворота для различных танков приведено в табл. 18.

Таблица 18

Тип	Танк	Наименование механизма	Общий для всех передач		Свой на каждой передаче $R_p > B$
			$R_p = B$	$R_p > B$	
Первый	M4-A2	Двойной дифференциал	—	1	—
	„Центурион“	С двойным подводом мощности	1*	—	1
	T-VI	То же	1	—	2
Второй	T-34	Бортовой фрикцион	1	—	—
	ИС-2	ПМП	1	1	—
	T-V	С двойным подводом мощности	1	—	1

* По схеме механизм может обеспечить $R_p = B$, однако такой поворот не предусмотрен конструкцией привода.

3. Основные динамические свойства механизмов поворота

Динамические свойства механизмов поворота находятся в прямой взаимосвязи с кинематическими особенностями танка при пово-

роте, т. е. с кинематическим параметром поворота танка ρ и с количеством и величиной расчетных радиусов поворота.

Трансмиссия с дифференциальным механизмом поворота при прямолинейном движении имеет две степени свободы независимо от места расположения в цепи механизмов трансмиссии дифференциала.

Механизмы поворота второго типа при прямолинейном движении являются механизмами с одной степенью свободы, что обеспечивается включением управляемых фрикционных элементов прямолинейного движения по одному на каждый борт. В дифференциальных механизмах таких фрикционных элементов нет.

Механизмы поворота обоих типов имеют управляемые фрикционные элементы поворота. Количество управляемых фрикционных элементов поворота на одну гусеницу определяет число расчетных радиусов поворота. Если эти фрикционные элементы установлены после коробки передач, то количество их определяет количество расчетных радиусов общих для всех передач коробки. Если эти фрикционные элементы установлены в цепи, параллельной коробке передач, то количество фрикционных элементов определяет количество своих расчетных радиусов на каждой передаче. Поворот с расчетным радиусом происходит только при полном включении управляемого фрикционного элемента поворота одного борта, когда механизм становится механизмом с одной степенью свободы.

Включение управляемого фрикционного элемента поворота одного борта требует в механизмах второго типа предварительного выключения управляемого фрикционного элемента прямолинейного движения этого же борта. В противном случае будет торможение двигателя и танка, так как трансмиссия до включения управляемого фрикционного элемента поворота уже имела одну степень свободы. Полное выключение в механизмах поворота второго типа управляемого фрикционного элемента прямолинейного движения с одного борта уже создает условия поворота, так как приводит к отключению соответствующей гусеницы от трансмиссии и, следовательно, к повороту танка с радиусом свободного поворота. Передаточное число между другой гусеницей и двигателем при этом остается неизменным. На эту гусеницу, если режим работы двигателя не меняется, будет передаваться вся мощность двигателя и на ней будет создаваться сила тяги P_2 , равная силе тяги при прямолинейном движении на обеих гусеницах (рис. 111).

Частичное включение фрикционного элемента прямолинейного движения на отстающей стороне приведет к увеличению радиуса поворота, т. е. поворот будет происходить с $R > R_c$ с потерей мощности на трение в пробуксовывающем фрикционном элементе.

Поворот с $R < R_c$ для механизмов поворота второго типа требует включения со стороны отстающей гусеницы управляемого фрикционного элемента поворота. Уменьшить радиус поворота при помощи управляемого фрикционного элемента поворота можно только до $R = R_p$, так как R_p есть наименьший радиус поворота,

обеспечиваемый соответствующим управляемым фрикционным элементом поворота. Поскольку в дифференциальных механизмах нет фрикционных элементов прямолинейного движения, включение

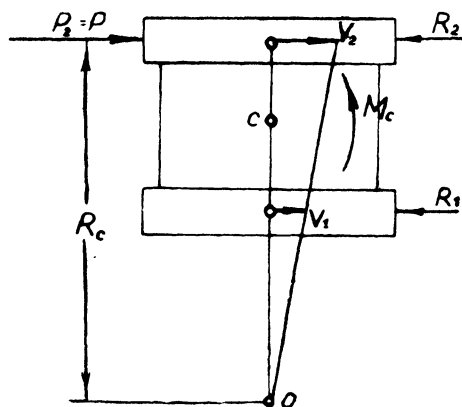


Рис. 111

фрикционного элемента поворота требуется при любых радиусах поворота, как бы ни был велик этот радиус, даже в тех случаях, когда сила P_1 является силой тяги, а не силой торможения.

§ 2. МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС ПРИ ПОВОРОТЕ ТАНКА

Вне зависимости от типа механизма и количества расчетных радиусов поворота мощность двигателя при равномерном повороте расходуется на преодоление внешних и внутренних сопротивлений. Внешние сопротивления состоят из сопротивлений грунта вращательному движению опорных поверхностей гусениц и сопротивлений поступательному движению, буксованию и юзу гусениц. Внутренние сопротивления состоят из сопротивлений сил трения в трансмиссии и ходовой части, возникающих при повороте, так же как и при прямолинейном движении, и сопротивлений сил трения в случае пробуксовки управляемых фрикционных элементов механизма поворота (при повороте с радиусом, отличным от расчетного и свободного радиусов). Величина внутренних потерь, возникающих при пробуксовке фрикционных элементов механизма поворота, в известной степени характеризует совершенство последнего. Чем меньше эти потери, при прочих равных условиях, тем более совершенен механизм поворота.

В соответствии с изложенным мощностной баланс поворота может быть представлен в следующем виде:

$$N_{дп} = N_0 + N_{тр} + N_{т}, \quad (97)$$

где $N_{дн}$ — мощность двигателя, потребная для поворота танка в данных условиях движения;

N_0 — мощность, расходуемая на гусеницах на преодоление внешних сопротивлений;

$N_{тр}$ — мощность, расходуемая на трение в трансмиссии и ходовой части;

N_T — тормозная мощность.

Тормозной мощностью мы называем мощность, затрачиваемую на трение в буксующем фрикционном элементе вне зависимости от того, является этот фрикционный элемент механизма поворота тормозом или фрикционом.

Если фрикционный элемент, при помощи которого осуществляется поворот танка, полностью включен или выключен, потеря на трение во фрикционном элементе не будет и баланс мощности может быть представлен в виде следующего уравнения:

$$N_{дн} = N_0 + N_{тр}. \quad (98)$$

Мощность внешних сопротивлений N_0 при одном и том же радиусе поворота и угловой скорости поворота не зависит от типа механизма поворота.

Колебания в значении мощности, расходуемой на трение в трансмиссии и ходовой части, при установке механизмов поворота различных типов будут невелики (за исключением гидромеханических трансмиссий на отдельных режимах работы).

Следовательно, оба типа механизмов поворота в случае отсутствия потерь на трение во фрикционных элементах, по расходу мощности двигателя при повороте с одинаковой угловой скоростью и с одинаковым радиусом поворота являются почти равноценными.

Различие в мощностном балансе может быть, если мы будем сравнивать расход мощности на поворот на данной передаче с одинаковыми радиусами поворота при одинаковых оборотах двигателя, так как при этом угловая скорость поворота танка и линейные скорости гусениц при различных механизмах поворота будут различными.

Угловая скорость, выраженная через скорость прямолинейного движения, до поворота на данной передаче и при данных оборотах двигателя при отсутствии буксования и юза гусениц будет равна

$$\omega = \frac{v_0}{R + \rho}.$$

Соответственно для механизмов первого типа (см. рис. 109)

$$\omega = \frac{v_0}{R - \frac{B}{2}}.$$

Для механизмов второго типа (см. рис. 110)

$$\omega = \frac{v_0}{R}.$$

Скорости гусениц при отсутствии буксования и юза для механизмов различного типа приведены в табл. 19.

Таблица 19

Скорости гусениц	Для всех типов	Первого типа ($\rho = -B/2$)	Второго типа ($\rho = 0$)
v_2	$v_0 \frac{R}{R + \rho}$	$v_0 \frac{R}{R - \frac{B}{2}}$	v_0
v_1	$v_0 \frac{R - B}{R + \rho}$	$v_0 \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}}$	$v_0 \frac{R - B}{R}$

Бóльшие значения ω , v_2 и v_1 будут для механизмов первого типа и меньшие — для механизмов второго типа. Соответственно наибольшее значение мощности двигателя, потребной для поворота танка при данных оборотах двигателя, на данной передаче и с данным радиусом поворота, будет при установке на танк механизма первого типа, меньшее — при установке механизма второго типа.

Следовательно, не переключая передачи, поворот с данным радиусом будет легче произвести в случае установки на танке механизма поворота второго типа и труднее при установке механизма поворота первого типа.

Кроме того, при входе в поворот танка с механизмом поворота второго типа используется кинетическая энергия танка, поскольку скорость его при повороте снижается и, следовательно, вход в поворот облегчен. Однако при выходе из поворота для обеспечения начальной скорости движения необходимо расходовать мощность двигателя на увеличение кинетической энергии танка.

При механизмах поворота первого типа кинетическая энергия танка в момент входа в поворот и в момент выхода из поворота остается без изменения, если, как и в механизме второго типа, не изменяются обороты двигателя и передача.

Исследование тяговых качеств при повороте мы ограничиваем в основном исследованием равномерного поворота.

В дополнение к этим основным исследованиям для отдельных механизмов поворота необходимо исследовать динамические (тяговые) качества танков при неравномерном повороте с расчетными радиусами. В параграфе, посвященном исследованию неравномерного поворота, был рассмотрен в общем виде такой случай поворота. Для отдельных танков, у которых не хватает мощности двигателя для обеспечения поворота, необходимо устанавливать, на какой угол возможен поворот танка с тем или иным расчетным радиусом без опасности заглохнуть двигатель.

Мощностной баланс при повороте танка с различными механизмами поворота рассмотрим для двух случаев: для случая, когда

сила \dot{P}_1 является тормозной силой, и для случая, когда сила P_1 является силой тяги. Наиболее типичным случаем поворота является первый случай и ему будет уделено главное внимание.

1. Мощность внешних сопротивлений

Мощность внешних сопротивлений N_0 , расходуемую на гусеницах, можно выразить как сумму мощностей

$$N_0 = N'_{f_2} + N'_{f_1} + N'_\mu + N_{\text{букс}} + N_{\text{юз}},$$

где N'_{f_2} — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления поступательному движению забегающей гусеницы;

N'_{f_1} — то же отстающей гусеницы;

N'_μ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления вращательному движению опорных поверхностей гусениц;

$N_{\text{букс}}$ — мощность, затрачиваемая на буксование забегающей гусеницы;

$N_{\text{юз}}$ — мощность, затрачиваемая на юз отстающей гусеницы.

Соответствующая схема векторов сил и скоростей при повороте танка приведена на рис. 81.

$$N'_{f_2} = \frac{R_2 v_2'}{270} \text{ л. с.};$$

$$N'_{f_1} = \frac{R_1 v_1'}{270} \text{ л. с.};$$

$$N'_\mu = \frac{M_c \omega'}{75} \text{ л. с.} = \frac{M_c (v_2' - v_1')}{270B} \text{ л. с.};$$

$$N_{\text{букс}} = \frac{P_2 v_{2\text{букс}}}{270} = \frac{\left(R_2 + \frac{M_c}{B}\right) (v_{2_0} - v_2')}{270} \text{ л. с.};$$

$$N_{\text{юз}} = \frac{P_1 v_{1\text{юз}}}{270} = \frac{\left(-R_1 + \frac{M_c}{B}\right) (v_1' - v_{1_0})}{270} \text{ л. с.}$$

После суммирования получим

$$N_0 = \frac{P_2 v_{2_0} - P_1 v_{1_0}}{270}.$$

Здесь v_{2_0} и v_{1_0} в км/ч, P_2 и P_1 в кг и N_0 в л. с.

В тех случаях, когда P_1 направлена по движению и является силой тяги, отстающая гусеница так же, как и забегающая, будет пробуксовывать (см. рис. 82).

Тогда

$$N_0 = N'_{f_2} + N'_{f_1} + N'_\mu + N_{\text{букс}_2} + N_{\text{букс}_1}.$$

Выражения для N'_{f_2} , N'_{f_1} , N'_μ и $N_{\text{букс}_2}$ остаются прежними, а

$$N_{\text{букс}_1} = \frac{\left(R_1 - \frac{M_c}{B}\right)(v_{1_0} - v'_1)}{270}.$$

После подстановки значений мощностей получим

$$N_0 = \frac{P_2 v_{2_0} + P_1 v_{1_0}}{270}.$$

Учитывая, что $v_{2_0} = v_2$ и $v_{1_0} = v_1$, для случая, когда P_1 является тормозной силой, получим

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270} = \frac{R_2 v_2}{270} + \frac{R_1 v_1}{270} + \frac{M_c (v_2 - v_1)}{270B} = N_{f_2} + N_{f_1} + N_\mu$$

и для случая, когда сила P_1 направлена по движению,

$$\begin{aligned} N_0 &= \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270} = \frac{R_2 v_2}{270} + \frac{R_1 v_1}{270} + \frac{M_c (v_2 - v_1)}{270B} = \\ &= N_{f_2} + N_{f_1} + N_\mu. \end{aligned}$$

Отсюда следует, что мощность внешних сопротивлений с учетом мощности, расходуемой на буксование и юз, подсчитанная по фактическим скоростям ω' , v'_2 и v'_1 и фактическому радиусу поворота R' , численно равна мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления поступательному движению гусениц N_{f_2} и N_{f_1} и на преодоление сопротивления вращательному движению опорных поверхностей гусениц N_μ , подсчитанным по теоретическим скоростям ω , v_2 и v_1 . В соответствии с этим в целях упрощения все дальнейшие расчеты будем производить по теоретическим скоростям ω , v_2 и v_1 и теоретическим радиусам поворота R . При этом будем иметь в виду, что фактические скорости v'_2 и ω' меньше, а v'_1 и R' больше вследствие буксования и юза гусениц.

В соответствии с изложенным мощность внешних сопротивлений для танка с механизмом любого типа будет выражаться:

-- для случая, когда сила P_1 является силой торможения,

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270} \text{ л. с.}; \quad (99)$$

-- для случая, когда сила P_1 является силой тяги,

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270} \text{ л. с.} \quad (100)$$

При данных скоростях гусениц v_2 и v_1 эта мощность будет одна и та же, независимо от того, какой механизм поворота установлен на танк. Но следует помнить, что при одинаковых числах оборотов двигателя скорости v_2 и v_1 для механизмов разных типов будут различными или при данных скоростях v_2 и v_1 будут различными числа оборотов двигателя.

Выражаем значения v_2 и v_1 для танков с различными механизмами поворота через одну и ту же скорость прямолинейного движения, соответствующую постоянным оборотам двигателя. Формулы мощности внешних сопротивлений с учетом этих преобразований приведены в табл. 20.

Таблица 20

Тип механизма	N_0	
	P_1 — сила торможения	P_1 — сила тяги
Первый	$N_0 = \frac{P_2 R - P_1 (R - B)}{R - B/2} \frac{v_0}{270}$	$N_0 = \frac{P_2 R + P_1 (R - B)}{R - B/2} \frac{v_0}{270}$
Второй	$N_0 = \frac{P_2 R - P_1 (R - B)}{R} \frac{v_0}{270}$	$N_0 = \frac{P_2 R + P_1 (R - B)}{R} \frac{v_0}{270}$

2. Мощность, потребная от двигателя при повороте танка

Поворот танка с радиусом R_p , когда сила P_1 является тормозной силой. Мощность двигателя при повороте танка равна

$$N_{дп} = \frac{M_{дп} \omega_d}{75},$$

где $M_{дп}$ — момент, подведенный от двигателя к трансмиссии;
 ω_d — угловая скорость вала двигателя.

При повороте с расчетным радиусом, когда механизм поворота является механизмом с одной степенью свободы, между двигателем и ведущими колесами устанавливаются вполне определенные передаточные числа трансмиссии: $i_{т_2}$ — передаточное число между

двигателем и ведущим колесом забегающей гусеницы и $i_{т_1}$ — между двигателем и ведущим колесом отстающей гусеницы.

Воспользовавшись принципом возможных перемещений, определим момент двигателя $M_{дп}$.

$$M_{дп} \delta\varphi_{д} - M_{дп} \delta\varphi_{д} (1 - \eta_{т}) + M_{в. к_1} \delta\varphi_{в. к_1} - M_{в. к_1} \delta\varphi_{в. к_1} (1 - \eta_{р}) - M_{в. к_2} \delta\varphi_{в. к_2} = 0,$$

где $M_{дп} \delta\varphi_{д}$ — работа момента $M_{дп}$, приложенного к трансмиссии со стороны двигателя на возможном угловом перемещении первичного вала трансмиссии;

$M_{дп} \delta\varphi_{д} (1 - \eta_{т})$ — работа сил трения в трансмиссии и гусеничном движителе при передаче мощности от двигателя к забегающей гусенице;

$\eta_{т}$ — к. п. д. цепи механизмов от двигателя до забегающей гусеницы;

$M_{в. к_1} \delta\varphi_{в. к_1}$ — работа силы P_1 , приложенной к отстающей гусенице со стороны грунта и являющейся ведущей силой по отношению к гусенице и ведущему колесу, выраженная через момент на ведущем колесе $M_{в. к_1}$ и угловое перемещение ведущего колеса $\delta\varphi_{в. к_1}$;

$M_{в. к_1} \delta\varphi_{в. к_1} (1 - \eta_{р})$ — работа сил трения при передаче мощности с отстающей на забегающую гусеницу;

$\eta_{р}$ — к. п. д. цепи механизмов от отстающей до забегающей гусеницы;

$M_{в. к_2} \delta\varphi_{в. к_2}$ — работа силы P_2 на забегающей гусенице, являющейся силой сопротивления по отношению к гусенице, ведущему колесу и т. д.

Уравнение работ можно написать в следующем виде:

$$M_{дп} \delta\varphi_{д} \eta_{т} + M_{в. к_1} \delta\varphi_{в. к_1} \eta_{р} - M_{в. к_2} \delta\varphi_{в. к_2} = 0,$$

откуда

$$M_{дп} = \frac{M_{в. к_2}}{\eta_{т}} \frac{\delta\varphi_{в. к_2}}{\delta\varphi_{д}} - \frac{M_{в. к_1}}{\eta_{т}} \frac{\delta\varphi_{в. к_1}}{\delta\varphi_{д}} \eta_{р},$$

или, учитывая, что

$$\frac{\delta\varphi_{д}}{\delta\varphi_{в. к_2}} = i_{т_2}; \quad \frac{\delta\varphi_{д}}{\delta\varphi_{в. к_1}} = i_{т_1}; \quad M_{в. к_2} = P_2 r_{в. к}; \quad M_{в. к_1} = P_1 r_{в. к},$$

получим

$$M_{дп} = \frac{P_2 r_{в. к}}{i_{т_2} \eta_{т}} - \frac{P_1 r_{в. к}}{i_{т_1} \eta_{т}} \eta_{р}.$$

Передаточные числа $i_{т_2}$ и $i_{т_1}$ можно выразить через $i_{т}$ — передаточное число трансмиссии при прямолинейном движении на той же передаче.

В соответствии с планом скоростей при повороте с R_p (рис. 112) передаточные числа i_{τ_2} и i_{τ_1} будут равны:

— для механизмов поворота первого типа

$$i_{\tau_2} = i_{\tau} \frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p}, \quad \text{т. е. } i_{\tau_2} < i_{\tau}, \quad \text{так как } v_2 > v_0;$$

$$i_{\tau_1} = i_{\tau} \frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p - B}, \quad \text{т. е. } i_{\tau_1} > i_{\tau}, \quad \text{так как } v_1 < v_0;$$

— для механизмов поворота второго типа

$$i_{\tau_2} = i_{\tau}, \quad \text{так как } v_2 = v_0,$$

$$i_{\tau_1} = i_{\tau} \frac{R_p}{R_p - B}, \quad \text{т. е. } i_{\tau_1} > i_{\tau}, \quad \text{так как } v_1 < v_0.$$

Здесь отношения $\frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p}$, $\frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p - B}$ и др. — силовые передаточные числа, выраженные через кинематические параметры поворота.

Угловую скорость вала двигателя можно выразить через скорость v_0 , т. е.

$$\omega_d = \frac{v_0 i_{\tau}}{3,6 r_{в.к.}}$$

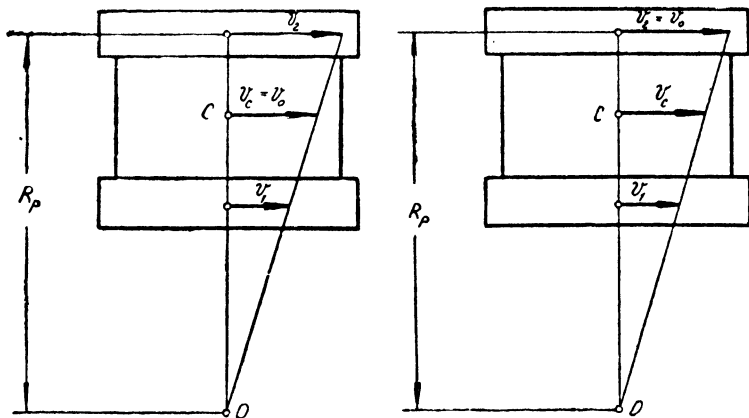


Рис. 112

Подставив значения i_{τ_2} и i_{τ_1} в формулу $M_{дп}$, а затем значения $M_{дп}$ и ω_d в формулу мощности двигателя, получим:

— для механизмов поворота первого типа

$$N_{дп} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_{\tau}}; \quad (101)$$

— для механизмов поворота второго типа

$$N_{дп} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p} \frac{v_0}{270 \eta_{\tau}}. \quad (102)$$

К таким же результатам придем, рассматривая непосредственно потоки мощности в трансмиссии. От двигателя на забегающую гусеницу передается мощность $N_{дп}$. При передаче мощности на забегающую гусеницу часть ее будет израсходована на трение в механизмах трансмиссии, и на забегающей гусенице эта мощность будет равна $N_{дп} \eta_{\tau}$. От отстающей гусеницы на забегающую передается мощность N_1 . На забегающей гусенице эта мощность будет равна $N_1 \eta_p$. Сумма этих мощностей равна мощности на забегающей гусенице N_2 , т. е.

$$N_{дп} \eta_{\tau} + N_1 \eta_p = N_2,$$

откуда

$$N_{дп} = \frac{N_2 - N_1 \eta_p}{\eta_{\tau}},$$

где

$$N_2 = \frac{P_2 v_2}{270} \quad \text{и} \quad N_1 = \frac{P_1 v_1}{270}.$$

Тогда

$$N_{дп} = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1 \eta_p}{270 \eta_{\tau}},$$

где v_2 и v_1 — скорости при повороте с R_p .

Если выразить v_2 и v_1 через v_0 и R_p , то получим те же выражения, что и выведенные ранее.

Поворот танка с радиусом R_p , когда P_1 является силой тяги. Мощность двигателя равна

$$N_{дп} = \frac{M_{дп} \omega_d}{75}.$$

Воспользовавшись принципом возможных перемещений, определим $M_{дп}$

$$M_{дп} \delta\varphi_d - M_{дп} \delta\varphi_d (1 - \eta_T) - M_{в.к_1} \delta\varphi_{в.к_1} - M_{в.к_2} \delta\varphi_{в.к_2} = 0,$$

где $M_{дп} \delta\varphi_d (1 - \eta_T)$ — работа сил трения при передаче мощности двигателя двумя потоками к обеим гусеницам;

η_T — среднее значение к. п. д. цепи механизмов обоих потоков;

$M_{в.к_1} \delta\varphi_{в.к_1}$ — работа силы P_1 на отстающей гусенице;

$M_{в.к_2} \delta\varphi_{в.к_2}$ — работа силы P_2 .

Откуда

$$M_{дп} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{T_2} \eta_T} + \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{T_1} \eta_T}.$$

Угловая скорость вала двигателя равна

$$\omega_d = \frac{v_0 i_T}{3,6 r_{в.к}}.$$

После подстановки значений i_{T_2} и i_{T_1} получим:

— для механизмов поворота первого типа

$$N_{дп} = \frac{P_2 R_p + P_1 (R_p - B)}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_T}; \quad (103)$$

— для механизмов поворота второго типа

$$N_{дп} = \frac{P_2 R_p + P_1 (R_p - B)}{R_p} \frac{v_0}{270 \eta_T}. \quad (104)$$

К таким же результатам придем, рассматривая потоки мощности в трансмиссии. От двигателя на забегавшую и на отстающую гусеницы передается мощность $N_{дп}$. На обеих гусеницах эта мощность будет равна $N_{дп} \eta_T$,

т. е.

$$N_{дп} \eta_T = N_2 + N_1,$$

или

$$N_{дп} = \frac{N_2 + N_1}{\eta_T} = \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270 \eta_T}.$$

Выражая v_2 и v_1 через v_0 и кинематические параметры поворота R_p и B , получим те же формулы потребной для поворота мощности двигателя, что и выведенные ранее.

Поворот танка с радиусом $R \neq R_p$.

а) Сила P_1 является тормозной силой

Для обоих типов механизмов поворот с $R \neq R_p$ возможен только с $R > R_p$, т. е. при пробуксовке управляемых фрикционных элементов, полное включение которых обеспечивало поворот с R_p . При пробуксовке фрикционного управляемого элемента соотношение между внешними моментами, действующими на валы трансмиссии, т. е. между моментами $M_{дп}$, $M_{в.к_2}$ и $M_{в.к_1}$, остается без изменения,

поскольку пробуксовка фрикционного управляемого элемента механизма поворота не изменяет силовые передаточные числа трансмиссии, несмотря на то, что скоростные передаточные числа при этом изменяются. Изменение скоростных передаточных чисел приводит при постоянной угловой скорости вала двигателя в дифференциальных механизмах к изменению угловых скоростей обоих ведущих колес, а в механизмах поворота второго типа — к изменению угловой скорости только ведущего колеса отстающей гусеницы.

Поскольку при пробуксовке фрикционного управляемого элемента силовые передаточные числа трансмиссии не изменяются, момент двигателя и в этом случае поворота можно выразить через силы P_2 и P_1 и силовые передаточные числа i_{T_2} и i_{T_1} , как и при повороте с расчетным радиусом, т. е.

$$M_{дп} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{T_2} \eta_T} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_p}{i_{T_1} \eta_T}.$$

Необходимо иметь в виду, что величины сил P_2 и P_1 при $R > R_p$ будут уже другими, следовательно, и момент $M_{дп}$ будет также другим по величине, но формула для подсчета $M_{дп}$ через силы P_2 и P_1 и силовые передаточные числа будет та же.

Поскольку угловую скорость вала двигателя мы принимаем неизменной, формулы для определения $N_{дп}$ при повороте с $R > R_p$ для механизмов первого и второго типа остаются теми же, что и для поворота с $R = R_p$.

Так же, как и при повороте с расчетным радиусом, кинематические параметры поворота R_p и B , введенные в формулы мощности двигателя, определяют только силовые передаточные числа трансмиссии.

б) Сила P_1 является силой тяги

При повороте с $R > R_p$, когда сила P_1 является силой тяги, в механизмах поворота первого типа остается частично включенным управляемый фрикционный элемент, полное включение которого обеспечивает поворот с расчетным радиусом и, следовательно, остаются неизменными передаточные силовые числа трансмиссии. Тогда мощность, потребная от двигателя для механизмов первого типа, будет подсчитываться по той же формуле, что и при повороте с расчетным радиусом, т. е. по формуле

$$N_{дп} = \frac{P_2 R_p + P_1 (R_p - B)}{R_p - \frac{B}{2}} \cdot \frac{v_0}{270 \eta_T}.$$

Поворот с механизмами второго типа с $R > R_p$, когда сила P_1 является силой тяги, существенно отличается от поворота при дифференциальных механизмах. В дифференциальных механизмах поворот совершается при частичном включении того же управляемого фрикционного элемента, что и в случае поворота, когда сила P_1 является тормозной силой. В механизмах же второго типа необходимо частично включить фрикционный элемент отстающей стороны, полное включение которого обеспечивает прямолинейное движение. При этом на отстающей стороне будет то же силовое передаточное число между двигателем и гусеницей, что и для забегающей гусеницы, т. е. i_{T_2} , хотя скоростное передаточное число вследствие пробуксовки фрикционного элемента будет большим. Поток мощности двигателя идет как на забегающую, так и на отстающую гусеницу

$$N_{дп} = \frac{N_2 + N_1}{\eta_T} = \frac{(P_2 + P_1) v_0}{270 \eta_T}. \quad (105)$$

В табл. 21 приводятся формулы мощности двигателя, потребной при повороте с различными механизмами поворота при $R \neq R_p$.

Тип механизма	$N_{дп}$	
	P_1 — сила торможения	P_1 — сила тяги
Первый	$N_{дп} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_T}$	$N_{дп} = \frac{P_2 R_p + P_1 (R_p - B)}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_T}$
Второй	$N_{дп} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p} \frac{v_0}{270 \eta_T}$	$N_{дп} = (P_2 + P_1) \frac{v_0}{270 \eta_T}$

3. Тормозная мощность

Тормозную мощность при повороте с $R > R_p$ можно определить как разность между мощностью $N_{дп}$, которая потребуется от двигателя при повороте с этим радиусом в случае потерь во фрикционном управляемом элементе, и мощностью, которая потребовалась бы от двигателя при идеальном механизме поворота того же типа. Идеальным называется механизм поворота, обеспечивающий любой радиус поворота как расчетный радиус. Не рассматривая какой-либо возможной конструктивной схемы такого механизма, мы можем оценить его основные свойства.

Поворот танка с радиусом $R \neq R_p$, когда сила P_1 является силой торможения. Очевидно, при таком идеальном механизме поворота вся мощность, поступающая с отходящей гусеницы, была бы передана на забегающую гусеницу и этот процесс передачи мощности не сопровождался бы потерей на трение в фрикционном элементе. Мощность двигателя для такого механизма поворота равнялась бы

$$N_{д0} = \frac{N_2 - N_1 \eta_p}{\eta_T} = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1 \eta_p}{270 \eta_T}. \quad (106)$$

Для механизма поворота первого типа при силе P_1 , являющейся тормозной силой,

$$N_{д0} = \frac{P_2 R - P_1 (R - B) \eta_p}{R - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_T}. \quad (107)$$

Для механизма поворота второго типа

$$N_{д0} = \frac{P_2 R - P_1 (R - B) \eta_p}{R} \frac{v_0}{270 \eta_T}. \quad (108)$$

Очевидно, тормозная мощность будет равна

$$N'_T = N_{дп} - N_{д0}.$$

Подставляя значения $N_{дп}$ и $N_{д0}$, получим:

Для механизма первого типа

$$N'_T = \frac{(P_2 + P_1\eta_p)(R - R_p)\frac{B}{2}}{\left(R_p - \frac{B}{2}\right)\left(R - \frac{B}{2}\right)} \frac{v_0}{270\eta_T}. \quad (109)$$

Учитывая, что

$$N_{дп} = (P_2v_{2R_p} - P_1v_{1R_p}\eta_p) \frac{v_0}{270\eta_T},$$

тормозную мощность можно выразить также следующей формулой:

$$N'_T = (P_2\Delta v_2 + P_1\Delta v_1\eta_p) \frac{1}{270\eta_T}, \quad (109a)$$

где Δv_2 — уменьшение скорости забегающей гусеницы вследствие пробуксовки управляемого фрикционного элемента механизма поворота при повороте с $R > R_p$ по отношению к скорости при $R = R_p$; $\Delta v_2 = v_{2R_p} - v_{2R}$;

Δv_1 — увеличение скорости отстающей гусеницы за счет пробуксовки управляемого фрикционного элемента при повороте с $R > R_p$ по отношению к скорости при $R = R_p$ (рис. 113); $\Delta v_1 = v_{1R} - v_{1R_p}$.

Из формул ясно, что тормозная мощность для дифференциальных механизмов поворота будет больше нуля и при $P_1 = 0$.

Для механизма второго типа (рис. 114)

$$N'_T = \frac{P_1(R - R_p)B\eta_p}{RR_p} \frac{v_0}{270\eta_T}, \quad (110)$$

или

$$N'_T = P_1\Delta v_1\eta_p \frac{1}{270\eta_T}. \quad (110a)$$

Поворот танка с радиусом $R \neq R_p$, когда сила P_1 является силой тяги. В том случае, когда сила P_1 является силой тяги, мощность двигателя при идеальном механизме будет равна

$$N_{д0} = \frac{P_2v_2 + P_1v_1}{270\eta_T}.$$

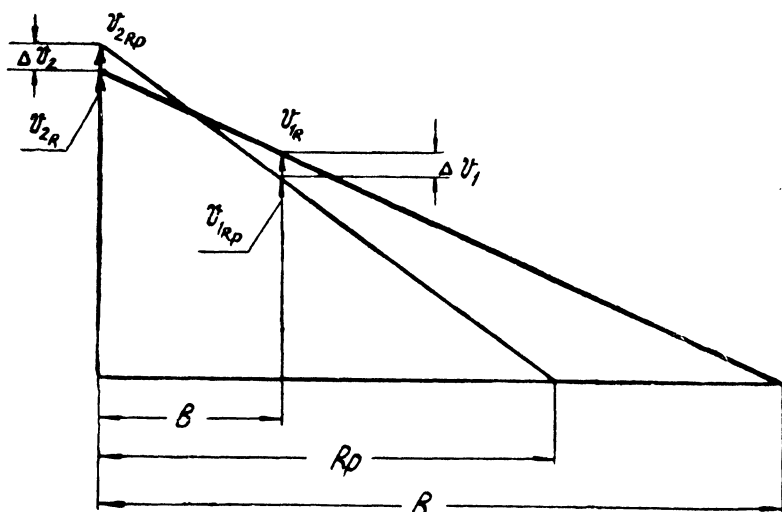


Рис. 113

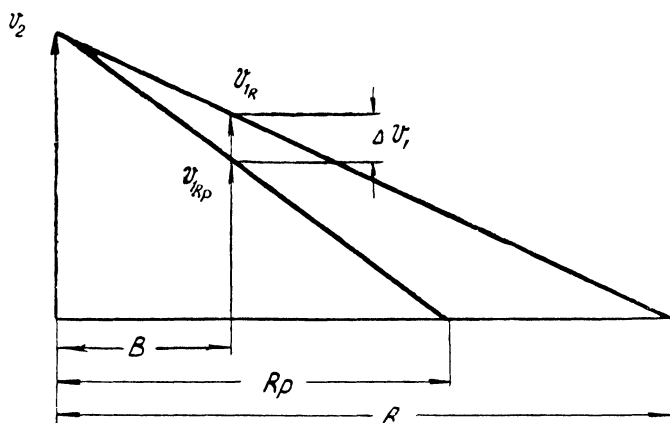


Рис. 114

Тормозная мощность для дифференциального механизма будет равна

$$N'_T = \frac{(P_2 - P_1)(R - R_p) \frac{B}{2}}{\left(R - \frac{B}{2}\right)\left(R_p - \frac{B}{2}\right)} \frac{v_0}{270\eta_T}. \quad (111)$$

Потери на трение во фрикционном управляемом элементе будут до тех пор, пока сила P_1 не станет равной силе P_2 , т. е. при полном выключении фрикционного элемента.

Для механизма второго типа тормозная мощность равна

$$N'_T = P_1 \frac{B}{R} \frac{v_0}{270\eta_T}. \quad (112)$$

Поскольку радиус поворота R при P_1 , являющейся силой тяги, очень большой, N'_T — величина очень малая.

Значения N'_T для различных случаев поворота танка приведены в табл. 22.

Т а б л и ц а 22

Тип механизма поворота	N'_T	
	P_1 — сила торможения	P_1 — сила тяги
Первый	$N'_T = \frac{(P_2 + P_1\eta_p)(R - R_p) \frac{B}{2}}{\left(R - \frac{B}{2}\right)\left(R_p - \frac{B}{2}\right)} \frac{v_0}{270\eta_T}$	$N'_T = \frac{(P_2 - P_1)(R - R_p) \frac{B}{2}}{\left(R - \frac{B}{2}\right)\left(R_p - \frac{B}{2}\right)} \frac{v_0}{270\eta_T}$
Второй	$N'_T = \frac{P_1(R - R_p)B\eta_p}{RR_p} \frac{v_0}{270\eta_T}$	$N'_T = P_1 \frac{B}{R} \frac{v_0}{270\eta_T}$

4. Мощность, расходуемая на трение в трансмиссии и гусеничном двигателе

Мощность, расходуемая на трение в трансмиссии и гусеничном двигателе для всех типов механизмов поворота, определяется как разность потребной мощности и мощности N_0 и N'_T , т. е.

$$N_{Tp} = N_{дп} - (N_0 + N'_T).$$

При определении $N_{дп}$ и N'_T мы учитывали потери на трение в трансмиссии и гусеничном двигателе соответствующими

к. п. д., что нашло свое отражение в формулах для $N_{дп}$ и $N'_т$.

Формулу для $N_{тр}$ мы оставляем в таком общем виде, поскольку после подстановки значений $N_{дп}$, N_0 и $N'_т$ ее нельзя преобразовать в более удобный вид.

5. Мощность рекуперации

Передача мощности с отстающей на забегающую гусеницу называется рекуперацией мощности. Величина этой мощности зависит от того, в каком узле трансмиссии мы будем ее определять. Это различие в величине мощности зависит от величины потерь на трение в механизмах, участвующих в передаче мощности. Так, мощность рекуперации в бортовой передаче отстающей гусеницы будет больше, чем на валу коробки передач, и на последнем больше, чем на ведущем колесе забегающей гусеницы.

Для удобства составления мощностного баланса танка при повороте условимся считать, что мощность рекуперации — это мощность, которую потребовалось бы дополнительно развить двигателю, если бы мощность с отстающей гусеницы не передавалась на забегающую.

Если бы не была использована мощность с отстающей гусеницы, то мощность двигателя должна была бы быть равна $\frac{N_2}{\eta_{т}}$. Фактически от двигателя для преодоления всех сил сопротивления движению как внутренних, так и внешних, и в том числе сил трения в управляемом фрикционном элементе, требуется мощность $N_{дп}$. Следовательно, мощность рекуперации будет равна

$$N_p = \frac{N_2}{\eta_{т}} - N_{дп}.$$

Таким образом, в случае поворота с расчетными радиусами, когда в управляемых фрикционных элементах нет потерь на трение, мощность рекуперации представляет собой часть мощности на забегающей гусенице, поступающую туда с отстающей и приведенную к валу двигателя. При повороте с $R > R_p$, т. е. при пробуксовке управляемого фрикционного элемента, мощность рекуперации будет уменьшена на величину потери мощности на трение в фрикционном элементе, также приведенную к валу двигателя.

Подставляя в предыдущую формулу значения N_2 , $N_{дп}$, получим:
— для механизмов первого типа

$$N_p = \frac{P_1(R_p - B) \left(R - \frac{B}{2} \right) \eta_p - P_2(R - R_p) \frac{B}{2}}{\left(R - \frac{B}{2} \right) \left(R_p - \frac{B}{2} \right)} \frac{v_0}{270\eta_{т}}; \quad (113)$$

— для механизмов второго типа

$$N_p = \frac{P_1(R_p - B)\eta_p}{R_p} \frac{v_0}{270\eta_{\Gamma}} \quad (114)$$

Для механизмов поворота первого типа N_p будет равна нулю еще до того момента, когда сила P_1 будет равна нулю. В этом случае с отстающей гусеницы на забегающую будет передаваться мощность, но одновременно с этим будет расходоваться мощность двигателя в тормозе механизма поворота. Обе эти мощности, приведенные к валу двигателя, будут равны друг другу и, следовательно, формулу N_p для механизма поворота первого типа можно представить в следующем виде:

$$N_p = \frac{P_1(R_p - B)\eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270\eta_{\Gamma}} - \frac{P_2(R - R_p) \frac{B}{2}}{\left(R_p - \frac{B}{2}\right)\left(R - \frac{B}{2}\right)} \frac{v_0}{270\eta_{\Gamma}}$$

Первый член правой части формулы соответствует значению N_p для механизма поворота второго типа и определяет N_p для механизма первого типа при предположении отсутствия потерь на трение в управляющем фрикционном элементе, пропорциональной силе P_2 . Второй член правой части формулы как раз и будет определять долю тормозной мощности, пропорциональной силе P_2 .

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Механизмы поворота второго типа с данным двигателем, при прочих равных условиях, обеспечивают при повороте более высокие тяговые качества танка, чем дифференциальные механизмы.

2. Чем больше количество расчетных радиусов поворота, тем, при прочих равных условиях, выше тяговые качества танка.

3. Тяговые качества танка при повороте зависят от удельной мощности танка. Чем больше удельная мощность, тем они выше.

4. Оценка механизмов поворота в отношении обеспечения необходимых тяговых качеств должна производиться с учетом удельной мощности танка и его быстроходности.

Приведенные выводы являются общими и лишь качественно оценивают тяговые возможности танков с различными механизмами. Количественно оценить тяговые возможности танков можно только в результате рассмотрения конкретных примеров конструкций машин с их механизмами и двигателями.

Некоторые вопросы мощностного баланса могут быть решены без рассмотрения схем механизмов, только лишь на основании данных о кинематических параметрах механизмов (ρ и R); другие же, как, например, определение мощности, расходуемой на преодоление внутренних сопротивлений движению, требуют рассмотрения конструкции механизма.

Ниже будет рассмотрен мощный баланс при повороте танка с различными механизмами поворота и показан порядок определения к. п. д. различных цепей механизмов, участвующих в передаче мощности от двигателя к гусеницам и от отстающей гусеницы до забегающей.

Кроме того, будут оценены тяговые качества танка при повороте с этими механизмами поворота.

§ 3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПОВОРОТА ТАНКА С БОРТОВЫМИ ФРИКЦИОНАМИ

1. Работа бортового фрикциона при повороте танка и потоки мощности

В зависимости от величины и направления потребной для поворота силы P_1 возможны следующие случаи поворота:

— сила P_1 является тормозной силой и направлена против поступательного движения гусеницы;

— сила P_1 направлена также назад при полностью остановленной отстающей гусенице. Поворот происходит с $R = B$;

— сила $P_1 = 0$, т. е. поворот осуществляется с радиусом свободного поворота;

— сила P_1 имеет положительный знак, т. е. направлена в сторону движения танка и является силой тяги, а не силой торможения. Этот случай имеет место при повороте с радиусами, большими радиусов свободного поворота.

Для обеспечения тормозной силы P_1 (первый случай) необходимо гусеницу отключить от коробки передач путем выключения бортового фрикциона и тормозить ее при помощи остановочного тормоза. При торможении гусеница упирается в грунт и со стороны грунта возникает реакция P_1 , направленная против поступательного движения гусеницы. Гусеница в этом случае будет принудительно вращаться под воздействием этой реакции грунта. При этом поток мощности от отстающей гусеницы будет передаваться через бортовую передачу в тормоз. При передаче мощности от гусеницы к тормозу часть мощности будет израсходована на трение в гусеничном движителе и бортовой передаче.

Для обеспечения силы тяги P_2 на забегающей гусенице к ней необходимо подвести со стороны двигателя мощность. Поток мощности в этой цепи будет направлен от двигателя через коробку передач, бортовую передачу на забегающую гусеницу (рис. 115). При передаче мощности от двигателя к забегающей гусенице часть мощности будет израсходована на трение в трансмиссии и в гусеничном движителе забегающей гусеницы.

Потоки мощности для второго и третьего случая будут отличаться от рассмотренного: в них поток мощности от отстающей гусеницы к остановочному тормозу не передается. При полностью заторможенной гусенице потока мощности не будет, потому что гу-

сеница не вращается, хотя тормозное усилие P_1 и соответственно тормозной момент на тормозном барабане достигают максимального значения. При повороте с радиусом свободного поворота гусеница и тормозной барабан будут вращаться, но потока мощности не будет, так как $P_1 = 0$ и $M_T = 0$.

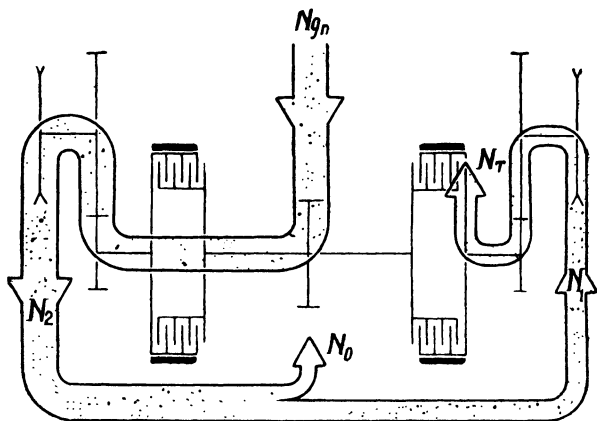


Рис. 115

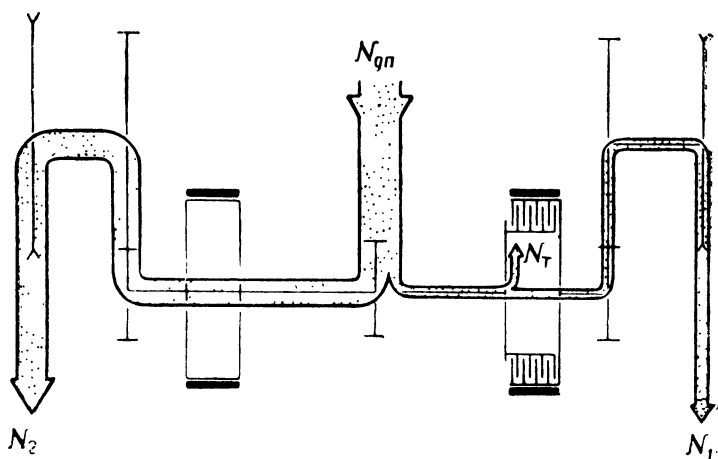


Рис. 116

При повороте с $R > R_c$, когда $P_1 > 0$, потоки мощности будут передаваться от двигателя к обоим гусеницам (рис. 116).

На рис. 116 через N_T обозначена мощность, затрачиваемая на трение в пробуксовывающем фрикционе.

2. Определение мощностного баланса

Поворот танка с радиусом $R < R_c$ (сила P_1 является тормозной силой). Как было установлено ранее, мощность внешних сопротивлений равна

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270} = \frac{P_2 R - P_1 (R - B)}{R} \frac{v_0}{270}.$$

Мощность двигателя, потребная для поворота,

$$N_{лп} = \frac{N_2}{\eta_T},$$

где N_2 - мощность на забегающей гусенице;

η_T — к. п. д., учитывающий потери на трение при передаче мощности от двигателя к забегающей гусенице.

$$N_2 = \frac{P_2 v_2}{270}.$$

Следовательно,

$$N_{лп} = \frac{P_2 v_2}{270 \eta_T} = \frac{P_2 v_0}{270 \eta_T}. \quad (115)$$

Тормозная мощность N_T равна

$$N_T = N_1 \eta_{тор},$$

где N_1 — мощность на отстающей гусенице;

$\eta_{тор}$ — к. п. д., учитывающий потери на трение при передаче мощности с отстающей гусеницы на остановочный тормоз.

$$N_1 = \frac{P_1 v_1}{270} = \frac{P_1 (R - B)}{R} \frac{v_0}{270}.$$

Следовательно,

$$N_T = P_1 \frac{R - B}{R} \frac{v_0}{270} \eta_{тор} \text{ л. с.} \quad (116)$$

Тормозную мощность ориентировочно можно также определить как разность между мощностью двигателя $N_{лп}$ и мощностью двигателя, потребной для поворота при идеальном механизме данного типа $N_{до}$, обеспечивающего полное использование мощности, поступающей в механизм со стороны отстающей гусеницы, и сохраняющего при данных оборотах двигателя и включенной передаче постоянную скорость забегающей гусеницы.

Подставляя в формулу (110) значение $R_p = B$, получим

$$N'_T = \frac{P_1 (R - B) \eta_p}{R} \frac{v_0}{270 \eta_T}. \quad (116a)$$

Поскольку $\gamma_{\text{тор}} = \gamma_{\text{г.д}} \gamma_{\text{б.п}}$, а $\frac{\gamma_{\text{г.д}}}{\gamma_{\text{г}}} = \frac{\gamma_{\text{б.п}} \gamma_{\text{г.д}}}{\gamma_{\text{к.п}}}$, тормозная мощность, подсчитанная как разность $N_{\text{дп}} - N_{\text{до}}$, будет несколько больше фактической тормозной мощности на величину условных потерь мощности на трение в цепи механизмов от двигателя через коробку передач до тормоза.

Поясним различие в значениях тормозной мощности, подсчитанной по формулам $N_{\text{Т}} = N_{\text{г}} \gamma_{\text{тор}}$ и $N'_{\text{Т}} = N_{\text{дп}} - N_{\text{до}}$, по схеме пстоков мощности в трансмиссии. От отстающей гусеницы мощность N_1 (рис. 117) передается через гусеничный движитель и бортовую передачу в тормоз. Часть мощности N_1 будет израсходована на трение в движителе и бортовой передаче. Оставшаяся мощность $N_{\text{Т}}$ поглощается в тормозе. На рассматриваемой схеме, как и на всех других аналогичных схемах, не отражены потоки мощности, расходуемой на трение

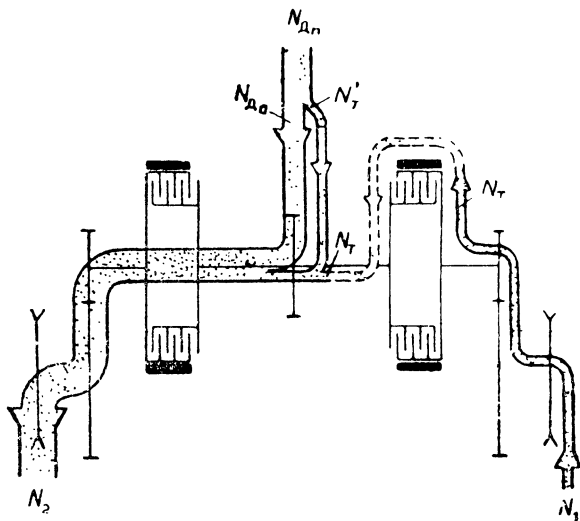


Рис. 117

в гусеничном движителе и шестеренчатых передачах трансмиссии. При идеальном механизме поворота мощность $N_{\text{Т}}$ должна быть передана на главный вал коробки передач (на схеме этот условный поток мощности изображен пунктиром). Поскольку фактически такого потока мощности нет, от двигателя танка, имеющего бортовые фрикционы, потребуется дополнительная мощность по сравнению с мощностью, потребной при повороте танка с идеальным механизмом поворота. Эта мощность и будет равна $N_{\text{Т}}'$. Она несколько больше $N_{\text{Т}}$, так как при передаче мощности от двигателя часть ее будет израсходована на трение в коробке передач. Таким образом, $N_{\text{Т}}' \gamma_{\text{к.п}} = N_{\text{Т}}$. Следовательно, зная $N_{\text{Т}}'$ как разность $N_{\text{дп}} - N_{\text{до}}$, легко подсчитать тормозную мощность $N_{\text{Т}}$. Необходимо только учесть потери на трение в трансмиссии от двигателя до главного вала коробки передач.

Тормозную мощность для данного механизма поворота проще и точнее определять непосредственно. Однако для ряда механизмов поворота непосредственное распределение тормозной мощности представляет значительные трудности, и тогда целесообразно применять рассмотренный выше способ. В дальнейшем мы применим этот способ при исследовании мощностного баланса поворота танка с более сложными механизмами поворота.

Мощность, затрачиваемая на трение в трансмиссии и ходовой части,

$$N_{тр} = N_{дп} - N_0 - N_T.$$

При повороте с радиусом $R = B$, когда $v_1 = 0$, и с радиусом $R = R_c$, когда $P_1 = 0$,

$$N_0 = N_2 = \frac{P_2 v_0}{270}; \quad N_{дп} = \frac{P_2 v_0}{270 \eta_T};$$

$$N_1 = N_T = 0; \quad N_{тр} = N_{дп} - N_0.$$

Поворот танка с радиусом $R > R_c$ (сила P_1 является силой тяги). Мощность внешних сопротивлений равна

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270} = \frac{P_2 R + P_1 (R - B)}{R} \frac{v_0}{270} \text{ л. с.}$$

Мощность, подведенная к обоим гусеницам от двигателя, расходуется на преодоление внешних сопротивлений движению.

Мощность двигателя, потребная для поворота, определяется по формуле

$$N_{дп} = \frac{M_{дп} \omega_d}{75} \text{ л. с.},$$

где $M_{дп}$ — крутящий момент двигателя, потребный при повороте танка;

ω_d — угловая скорость двигателя.

Крутящий момент $M_{дп}$ определим из рассмотрения равновесия главного вала коробки передач (рис. 118).

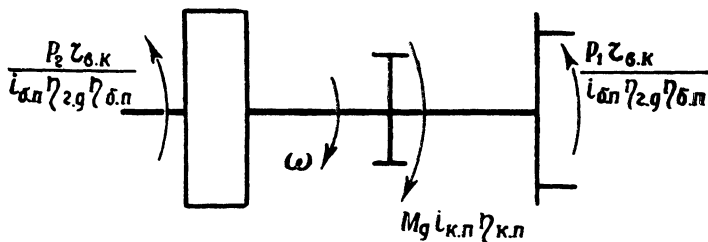


Рис. 118

Для создания силы тяги на отстающей гусенице необходимо через пробуксовывающий фрикцион передать от главного вала коробки передач момент

$$M_{\Phi} = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д}}.$$

Следовательно, со стороны ведомых деталей фрикциона на ведущие детали и далее на главный вал коробки передач будет действовать момент такой же величины, но противоположный по направлению, т. е. момент, действующий в противоположную сторону вращения главного вала.

Со стороны бортовой передачи забегающей гусеницы через бортовой фрикцион на главный вал коробки передач будет действовать момент

$\frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{б.п} \gamma_{г.д}}$ также в сторону, противоположную направлению вращения вала. К главному валу от двигателя через коробку передач будет подведен момент $M_{дп} i_{к.п} \gamma_{к.п}$, действующий в направлении вращения вала. По условию равновесия главного вала можем написать

$$M_{дп} = (P_2 + P_1) \frac{r_{в.к}}{i_{к.п} i_{б.п} \eta_{к.п} \gamma_{б.п} \gamma_{г.д}} = (P_2 + P_1) \frac{r_{в.к}}{i_T \gamma_T},$$

где i_T — передаточное число трансмиссии.
Угловая скорость коленчатого вала

$$\omega_d = \frac{v_2 i_T}{3,6 r_{в.к}}.$$

Мощность двигателя

$$N_{дп} = (P_2 + P_1) \frac{v_2}{270 \gamma_T} = (P_2 + P_1) \frac{v_0}{270 \gamma_T}. \quad (117)$$

Так как

$$P_2 + P_1 = R_2 + R_1 = fG,$$

то

$$N_{дп} = f \frac{G v_0}{270 \gamma_T} \text{ л. с.}, \quad (117a)$$

т. е. $N_{дп}$ равна мощности, затрачиваемой при прямолинейном движении.

Тормозная мощность равна

$$N_T = \frac{M_{\phi} \omega_{букс}}{75},$$

где M_{ϕ} — момент трения пробуксовывающего фрикциона;

$\omega_{букс}$ — угловая скорость пробуксовки фрикциона.

Момент трения фрикциона

$$M_{\phi} = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{б.п} \gamma_{г.д}}.$$

Угловая скорость буксования фрикциона

$$\omega_{букс} = \omega_{вдщ} - \omega_{вдм},$$

где $\omega_{вдщ}$ — угловая скорость ведущих деталей фрикциона;

$\omega_{вдм}$ — угловая скорость ведомых деталей фрикциона.

$$\text{Так как } \omega_{вдщ} = \frac{v_2 i_{б.п}}{3,6 r_{в.к}}, \text{ а } \omega_{вдм} = \frac{v_1 i_{б.п}}{3,6 r_{в.к}},$$

то

$$\omega_{букс} = \frac{v_2 - v_1}{3,6 r_{в.к}} i_{б.п}.$$

Откуда $N_T = \frac{P(v_2 - v_1)}{270 \gamma_{г.д} \gamma_{б.п}}$, но $\gamma_{г.д} \gamma_{б.п} = \gamma_{гор}$,

тогда

$$N_{\tau} = P_1 \frac{v_2 - v_1}{270\eta_{\text{тор}}} = P_1 \frac{v_0 - v_0 \frac{R-B}{R}}{270\eta_{\text{тор}}} = P_1 \frac{B}{R} \frac{v_0}{270\eta_{\text{тор}}}. \quad (118)$$

Тормозная мощность, определяемая как разность $N_{\text{дп}}$ и $N_{\text{до}}$, равна

$$N'_{\tau} = N_{\text{дп}} - N_{\text{до}} = (P_2 + P_1) \frac{v_0}{270\eta_{\text{т}}} - \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270\eta_{\text{т}}} = \frac{P_1 (v_2 - v_1)}{270\eta_{\text{т}}}, \quad (118a)$$

т. е. N'_{τ} несколько больше фактической тормозной мощности N_{τ}

$$N_{\tau} = N'_{\tau} \eta_{\text{к.п.}}$$

Мощность, затрачиваемая на трение в трансмиссии и ходовой части, равна:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{дп}} - N_0 - N_{\tau}$$

3. Тяговая характеристика поворота

Наглядное представление о балансе мощности и тяговых качествах танка при повороте с различными радиусами дает график баланса мощности и тяговой характеристики поворота.

Для удобства построения и пользования графиком выразим формулы мощностей через удельные силы тяги.

$$\text{Удельная сила тяги на забегающей гусенице } f_2 = \frac{P_2}{G}$$

$$\text{Удельная сила тяги на отстающей гусенице } f_1 = \frac{P_1}{G}$$

Тогда для случая поворота с $R < R_c$

$$N_0 = \frac{f_2 R - f_1 (R - B)}{R} \eta_{\text{т}} \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}}; \quad (119)$$

$$N_{\tau} = f_1 \frac{R - B}{R} \eta_{\text{тор}} \eta_{\text{т}} \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}}; \quad (120)$$

$$N_{\text{дп}} = f_2 \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}} = f_{\text{п}} \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}}, \quad (121)$$

где $f_{\text{п}} = f_2$.

Для случая поворота с $R > R_c$

$$N_0 = \frac{f_2 R + f_1 (R - B)}{R} \eta_{\text{т}} \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}}; \quad (119a)$$

$$N_{\tau} = f_1 \frac{B}{R} \frac{\eta_{\text{т}}}{\eta_{\text{тор}}} \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}}; \quad (120a)$$

$$N_{\text{дп}} = f \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}} = f_{\text{п}} \frac{G v_0}{270 \eta_{\text{т}}}, \quad (121a)$$

где $f_{\text{п}} = f$.

Удельную силу тяги $f_{\text{п}}$ назовем потребной удельной силой тяги при повороте, или удельным сопротивлением при повороте.

Потребная сила тяги при повороте будет

$$P_{\text{п}} = f_{\text{п}}G.$$

В данном случае $P_{\text{п}}$ — сила тяги, приложенная к забегающей гусенице, сохраняющей при повороте скорость, равную скорости прямолинейного движения до поворота, и полученная в результате использования мощности двигателя, подведенной к этой гусенице.

Графиком баланса мощности называется график зависимости $N_{\text{дп}}$, N_0 , $N_{\text{т}}$ и $N_{\text{тр}}$ от радиуса поворота.

Тяговой характеристикой поворота называем совместный график потребной удельной силы тяги при повороте $f_{\text{п}}$ в зависимости от R и удельной силы тяги по двигателю $f_{\text{д}} = f(v_0)$.

На рис. 119 представлен график баланса мощности и тяговая характеристика поворота. График баланса мощности совмещен с графиком тяговой характеристики поворота.

В табл. 23 приведены данные подсчета тяговой характеристики поворота танка с бортовым фрикционом.

Для уменьшения количества кривых на графике баланса мощности построены кривые мощностей N_0 , $N_{\text{дп}}$ и $N_{\text{дп}} - N_{\text{т}}$. Тормозная мощность определяется как разность ординат кривых $N_{\text{дп}}$ и $N_{\text{дп}} - N_{\text{т}}$. Точно так же $N_{\text{тр}}$ выражается разностью ординат между кривыми $N_{\text{дп}} - N_{\text{т}}$ и N_0 .

Масштаб мощности отложен по оси ординат в долях $\frac{Gv_0}{270\eta_{\text{т}}}$.

Для определения $N_{\text{дп}}$ и N_0 в лошадиных силах при данной скорости забегающей гусеницы v_0 подсчитываем величину выражения $\frac{Gv_0}{270\eta_{\text{т}}}$ и умножаем на нее соответствующие значения ординат. Для определения $N_{\text{т}}$ и $N_{\text{тр}}$ по графику находим разность ординат и также умножаем ее на величину $\frac{Gv_0}{270\eta_{\text{т}}}$.

Тяговые качества танка при повороте оценивают путем сопоставления $f_{\text{п}}$ с $f_{\text{д}}$.

Поясним это положение.

Максимальное значение мощности двигателя на различных передачах и оборотах двигателя равно $N_{\text{д}} = f_{\text{д}} \frac{Gv_0}{270\eta_{\text{т}}}$, а мощность, потребная для поворота, $N_{\text{дп}} = f_{\text{п}} \frac{Gv_0}{270\eta_{\text{т}}}$.

Условие обеспечения равномерного поворота можно записать так:

$$N_{\text{дп}} \leq N_{\text{д}}$$

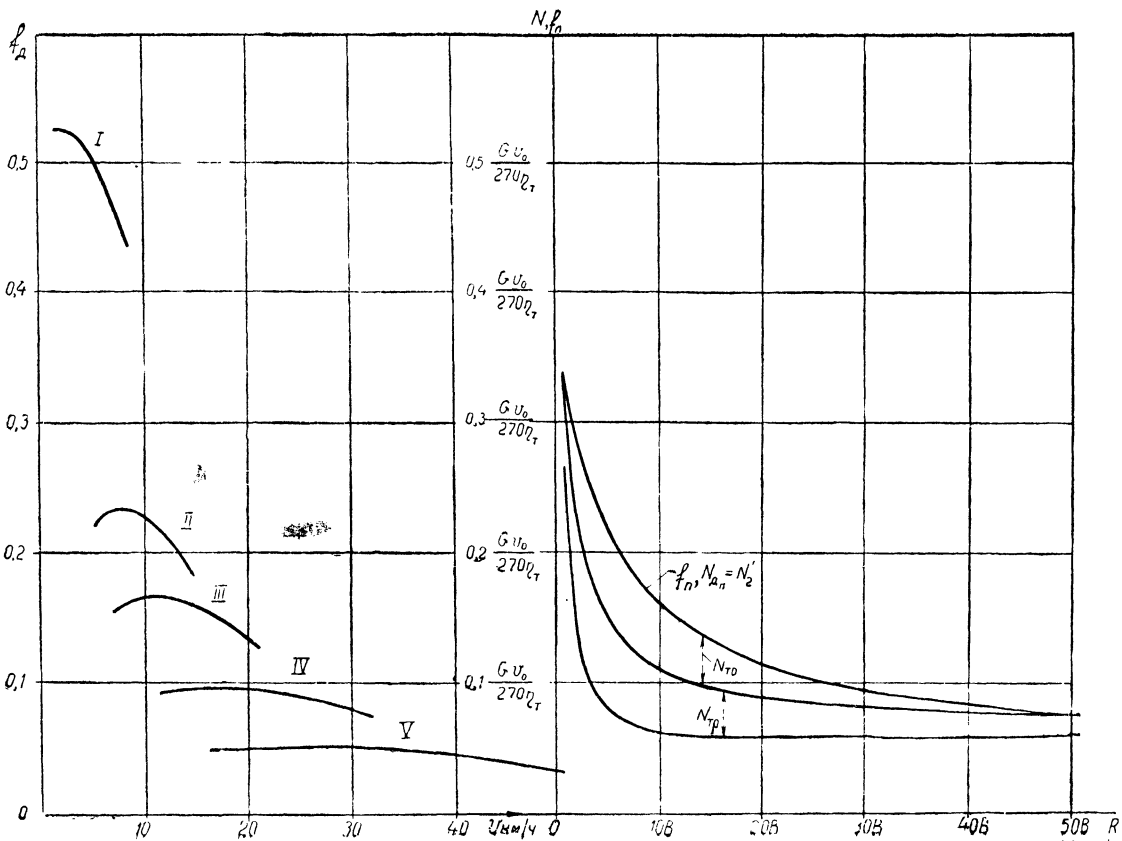


Рис. 119

Формулы подсчета	Радиус поворота танка								Примечание
	B	$2B$	$3,5B$	$5B$	$10B$	$20B$	$30B$	$51,5B$	
$\mu = \frac{0,8}{0,85 + 0,15 \frac{R}{B}}$	0,8	0,7	0,585	0,5	0,341	0,208	0,15	0,0933	—
$f_n = f_2 = \frac{f}{2} + \frac{\mu L}{4B}$	0,335	0,29	0,25	0,222	0,158	0,113	0,091	0,07	$f_n \frac{Gv_0}{270\gamma_{\Gamma}} = N_{дп}$
$f_1 = -\frac{f}{2} + \frac{\mu L}{4B}$	0,265	0,22	0,18	0,152	0,088	0,043	0,021	0	—
$f_1 \frac{R-B}{R} \gamma_{\Gamma \text{top}} \gamma_{\Gamma}$	0	0,0686	0,0801	0,0758	0,0495	0,0255	0,0127	0	$f_1 \frac{R-B}{R} \gamma_{\Gamma \text{top}} \gamma_{\Gamma} \frac{Gv_0}{270\gamma_{\Gamma}} = N_{\Gamma}$
$(f_2 - f_1 \frac{R-B}{R}) \gamma_{\Gamma}$	0,268	0,144	0,0975	0,08	0,0628	0,0575	0,0565	0,0558	$(f_2 - f_1 \frac{R-B}{R}) \gamma_{\Gamma} \frac{Gv_0}{270\gamma_{\Gamma}} = N_0$

Примечание. К. п. д. приняты постоянными и равными средним значениям, а именно: $\gamma_{\Gamma} = 0,8$; $\gamma_{\Gamma \text{top}} = 0,782$. Отношение $\frac{L}{B} = 1,5$.

или

$$f_{II} \leq f_d.$$

Так, при повороте с $R=5,5B$ необходимая удельная сила тяги $f_{II} = f_2 = 0,205$ (см. рис. 119). Такую удельную силу тяги двигатель может обеспечить на II передаче при скорости движения забегающей гусеницы $v_2 = v_0 = 13 \text{ км/ч}$. Поворот с $R=B$ возможен только на I передаче. При решении обратной задачи — с каким радиусом возможен поворот на данной передаче и скорости движения — определяем значение f_d , соответствующее данным скорости и передаче, и приравниваем его f_{II} , а по значению f_{II} определяем соответствующий R .

Тяговая характеристика поворота и мощностной баланс танка с учетом переменного значения его к. п. д.

Тяговая характеристика поворота при переменном значении к. п. д. танка остается без изменения, так как удельное сопротивление повороту $f_{II} = f_2$ подсчитывается как сопротивление, приведенное к гусеницам, так же как и удельная сила тяги по двигателю.

Что касается графика мощностного баланса, который совмещен с графиком тяговой характеристики, то уточнение к. п. д. скажется как на величине мощности двигателя, потребной при повороте, так и на распределении мощности двигателя на отдельные виды потерь.

Мощность двигателя равна

$$N_{дп} = f_2 \frac{Gv_0}{270\eta_{ГТ}}.$$

При определении к. п. д. танка учтем переменное значение к. п. д. гусеничного движителя, приняв к. п. д. трансмиссии постоянным и равным 0,91. К. п. д. коробки передач принимаем при этом равным 0,94 и к. п. д. бортовой передачи 0,97. К. п. д. гусеничного движителя при передаче мощности от двигателя на забегающую гусеницу можно определить по эмпирической формуле

$$\eta_{г.д2} = \frac{0,95f_2}{f_2 + 0,0125 + 0,0000015v_2^2}.$$

Мощностной баланс составим для диапазона скоростей движения танка от $v_0 = 3,6 \text{ км/ч}$ до $v_0 = 36 \text{ км/ч}$. Такой большой диапазон скорости взят для того, чтобы выявить максимально возможные изменения в балансе мощностей за счет изменения к. п. д. танка.

К. п. д. цепи механизмов от отстающей гусеницы до тормоза равен

$$\eta_{гор} = \eta_{г.д1} \eta_{об.п},$$

где $\eta_{об.п}$ — к. п. д. бортовой передачи для отстающего борта;

$\eta_{г.д1}$ — к. п. д. гусеничного движителя отстающей гусеницы.

К. п. д. гусеничного движителя отстающей гусеницы равен

$$\eta_{г.д1} = 0,95 - \frac{1}{f_1} (0,0125 + 0,0000015v_1^2).$$

В этом случае мы делаем допущение, приняв потери в гусеничном движителе при передаче мощности с опорной поверхности гусеницы на ведущее колесо пропорциональными силе торможения гусеницы $P_1 = f_1 G$, т. е. считаем эти потери такими же, как и в случае передачи мощности от ведущего колеса к гусенице, если бы сила тяги на ведущем колесе была равна P_1 .

На рис. 120 показан график к. п. д. гусеничного движителя, а на рис. 121 — график мощностного баланса танка при повороте. Влияние скорости движения мало сказывается на изменении к. п. д. гусеничного движителя, и поэтому кривые $N_{дп}$ и $N_{дп} - N_T$ для скорости $v_0=3,7$ км/ч и для скорости $v_0=36$ км/ч практически слились. Масштабы мощностей для этих скоростей движения пропорциональны скоростям.

Поскольку среднее значение к. п. д. танка $\eta_{т,ср}$ и к. п. д. цепи механизмов от отстающей гусеницы до тормоза $\eta_{тор,ср}$ взяты близкими истинным значениям η_T и $\eta_{тор}$ при повороте с $R=10B$, кривые мощностей $N_{дп}$ и $N_{дп} - N_T$ при $\eta_T = \text{var.}$ и кривые $N_{дп}$ и $N_{дп} - N_T$ при $\eta_{т,ср} = \text{const}$ и $\eta_{тор,ср} = \text{const}$ пересекаются при $R = 10B$. С увеличением радиуса поворота, когда f_2 и f_1 уменьшаются, соответственно уменьшаются и к. п. д., особенно $\eta_{г,д_1}$.

В этом случае больше расходуется мощность двигателя на преодоление сил трения. Потери в тормоз при этом уменьшаются. Трение в гусеничном движителе частично заменяет тормоз.

Расхождение в значениях мощности при постоянных и переменных коэффициентах полезного действия зависит от выбора величины среднего значения этих к. п. д. Если средние значения к. п. д. выбрать соответствующими значению истинных к. п. д. при больших радиусах поворота, то расхождение будет при малых радиусах поворота и наоборот.

Принятые нами средние значения к. п. д., соответствующие истинным значениям при повороте с $R = 10B$, позволили составить мощностной баланс в рабочем диапазоне радиусов поворота от $R = B$ до $R = 20B$, достаточно близко совпадающий с действительным мощностным балансом. Поэтому при составлении мощностного баланса можно ограничиваться расчетами по выбранному среднему значению к. п. д.

Бортовой фрикцион является наиболее простым по конструкции механизмом поворота. Однако он не экономичен, поскольку при повороте с $R > B$ вся мощность, поступающая с отстающей гусеницы, поглощается тормозом.

Кроме того, к недостаткам бортового фрикциона следует отнести наличие только одного расчетного радиуса поворота $R_p = B$. Все остальные радиусы неустойчивы вследствие непостоянства внешних сил и сил трения в тормозе и фрикционе.

Длительный же поворот с $R > B$ при пробуксовке тормоза или фрикциона нецелесообразен, так как приводит к быстрому износу, перегреву и короблению дисков, работающих всухую. Поэтому поворот производят с последовательным включением и выключением фрикционных элементов, заменяя плавный поворот с постоянным радиусом поворотом с переменными радиусами, вписывающимся с известными допущениями в требуемую кривую. Это обстоятельство значительно усложняет управление танком.

Бортовой фрикцион целесообразно применять в легких танках и специальных легких гусеничных машинах с высокой удельной мощностью. Несовершенство механизма поворота в этом случае компенсируется высокими тяговыми качествами танка в результате повышенной удельной мощности, а надежность работы механизма — в результате меньших удельных нагрузок и напряжений и применения новых фрикционных материалов, обеспечивающих постоянство коэффициента трения и малый износ,

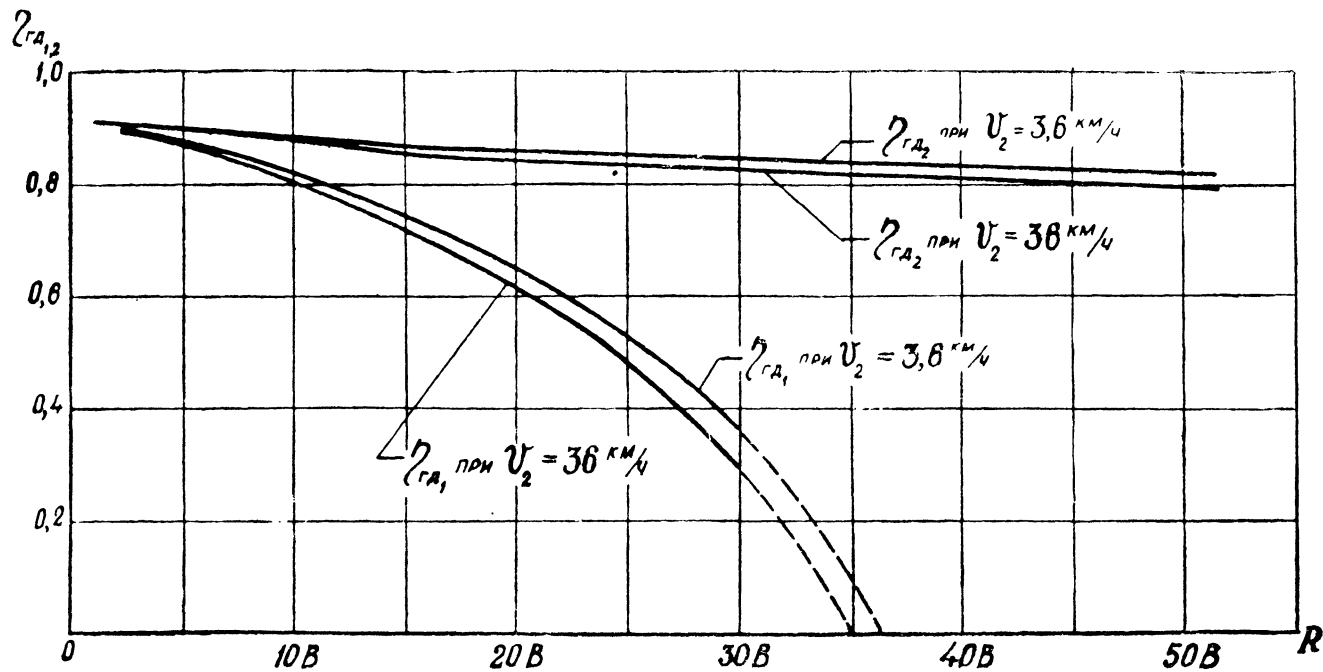


Рис. 120

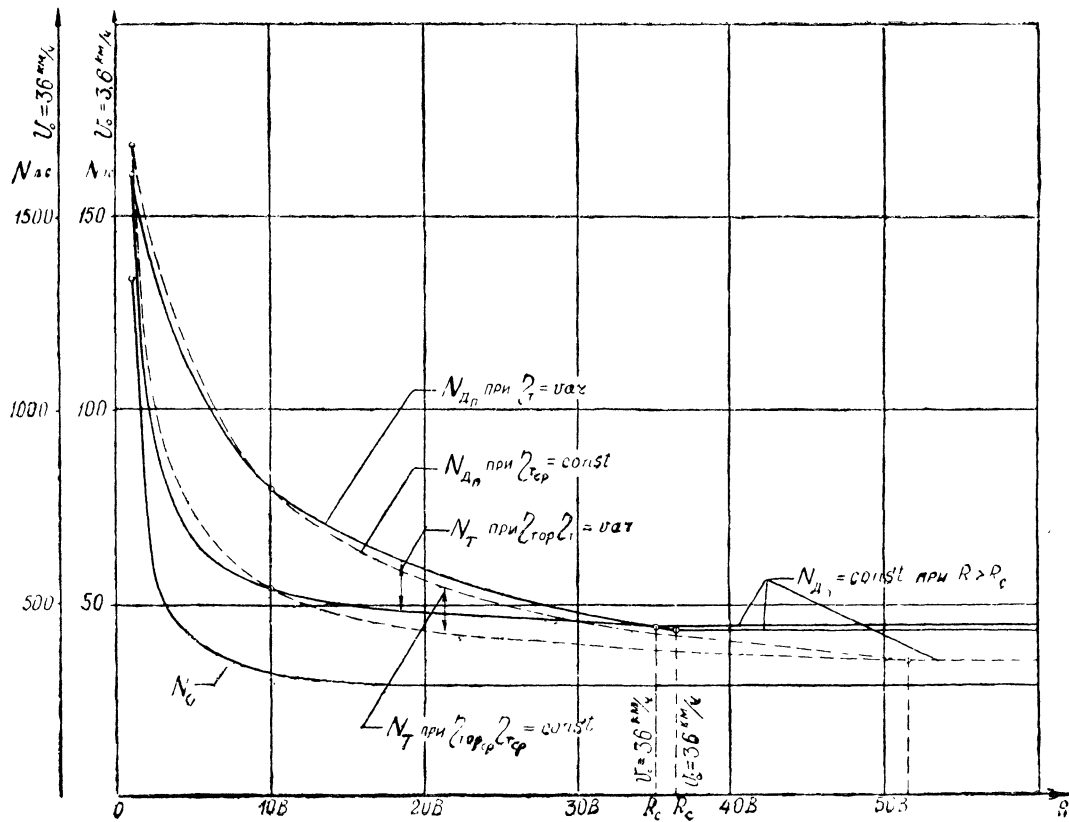


Рис. 121

§ 4. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПОВОРОТА ТАНКА С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ПЛАНЕТАРНЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

1. Работа двухступенчатого планетарного механизма поворота при повороте танка и направление потоков мощности

На рис. 122 приведена схема двухступенчатого планетарного механизма поворота.

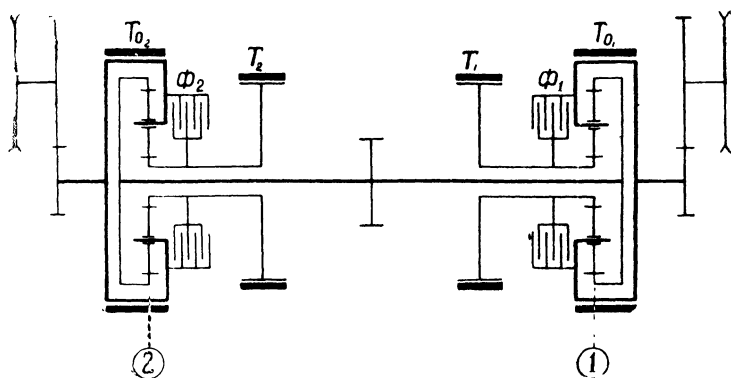


Рис. 122

При прямолинейном движении танка включены фрикционы Φ_1 и Φ_2 , все тормоза отпущены. Планетарные ряды механизма поворота заблокированы и весь механизм вращается как одно целое со скоростью вращения главного вала коробки передач. Прямолинейное движение также обеспечивается при включении обоих малых тормозов T_1 и T_2 . В этом случае будет обеспечена пониженная передача механизма: водила, связанные с гусеницами, будут вращаться медленнее, чем эпициклические шестерни, вращающиеся со скоростью вращения главного вала коробки передач.

Поворот возможен как при включенном фрикционе со стороны забегающей гусеницы, так и при включенном малом тормозе, когда танк до поворота двигался на пониженной передаче механизма поворота.

При повороте возможны следующие случаи: сила P_1 может быть тормозной, равной нулю или направленной по движению. Для обеспечения необходимой по величине и направлению силы P_1 применяются соответствующие приемы управления механизмом поворота.

Поворот танка, когда сила P_1 является тормозной силой. В том случае когда сила P_1 получена в результате использования остановочного тормоза, механизм работает так же, как бортовой фрикцион, вне зависимости от того, заблокирован механизм поворота со стороны забегающей гусеницы фрикционом или

же включен малый тормоз. При пользовании остановочным тормозом силовой связи между отстающей гусеницей и главным валом коробки передач не будет, и все сказанное относительно поворота танка с бортовым фрикционом применимо и в данном случае.

Работа механизма поворота при использовании малого тормоза T_1 имеет различный характер в зависимости от того, полностью включен малый тормоз или он пробуксовывает.

При полном включении малого тормоза отстающей стороны гусеница, увлекаемая корпусом, упираясь в грунт, вращает ведущее колесо, которое через бортовую передачу вращает водило планетарного механизма. Водило через сателлиты при неподвижной солнечной шестерне вращает эпициклическую шестерню. Соответственно поток мощности от отстающей гусеницы поступает на главный вал коробки передач, где сливается с потоком мощности, поступающим на главный вал коробки передач от двигателя. Далее через заблокированный механизм поворота забегающей стороны мощность поступает на забегающую гусеницу.

В том случае, когда малый тормоз пробуксовывает, с сателлита на солнечную шестерню и в малый тормоз поступает дополнительный поток мощности. Эта мощность расходуется на трение в тормозе. На рис. 123 приведена схема потоков мощности (на ней нанесены потоки мощности, расходуемой на трение в ходовой части и трансмиссии).

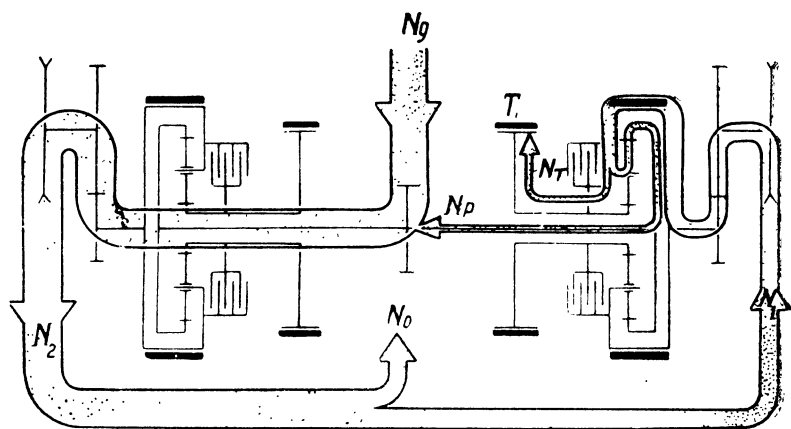


Рис. 123

Передачу мощности от водила планетарного ряда отстающей стороны на эпициклическую и солнечную шестерни можно проследить анализируя работу планетарного ряда. Общий принцип передачи энергии от ведущей детали к ведомой заключается в следующем. Ведущей деталью называется деталь, направление усилия

воздействия которой на сопрягаемую деталь совпадает с направлением скорости перемещения контакта деталей.

Поскольку водило вращается через бортовую передачу ведущим колесом отстающей гусеницы, то водило будет воздействовать в свою очередь на сателлит с усилием P_{o_1} и направление силы P_{o_1} совпадает с направлением скорости контакта водила с сателлитом (рис. 124). Водило является ведущим элементом по отношению к сателлиту.

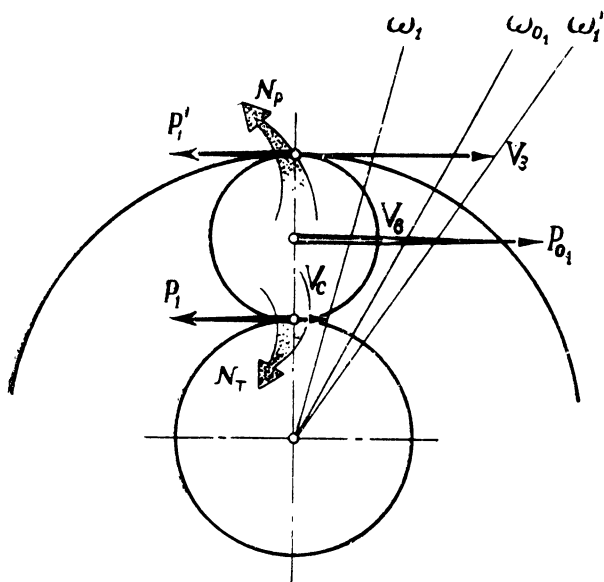


Рис. 124

По условию равновесия сателлита силы, приложенные к сателлиту со стороны эпициклической и солнечной шестерен, могут быть направлены только в противоположную сторону, должны быть равны друг другу и, следовательно, каждая равна $\frac{P_{o_1}}{2}$. Сателлит будет воздействовать на эпициклическую и солнечную шестерни такими же по величине силами, но в противоположном направлении. Эпициклическая шестерня вращается в ту же сторону, что и водило. В ту же сторону под воздействием усилия, приложенного со стороны сателлита, будет вращаться и солнечная шестерня. Сателлит, согласно определению, является ведущей деталью по отношению к эпициклической и солнечной шестерням. Мощность от сателлита передается на эпициклическую шестерню и далее на главный вал коробки передач, а также на солнечную шестерню и далее на тормоз.

Вращение солнечной шестерни в ту же сторону, что и эпициклической шестерни, ведет к увеличению скорости вращения водила по отношению к скорости, которую будет иметь водило при неподвижной солнечной шестерне. Увеличение скорости вращения водила увеличивает скорость отстающей гусеницы, в результате чего увеличивается и радиус поворота.

При полностью включенном малом тормозе в полюсе зацепления сателлита с солнечной шестерней создается определенное усилие, но полюс зацепления неподвижен и энергия на солнечную шестерню не передается. Потери же на трение в этом полюсе зацепления шестерен учитываются к. п. д. планетарного ряда.

Поворот танка, когда P_1 является силой тяги, возможен в следующих трех случаях:

1. Когда поворот осуществляется с расчетным радиусом. Схема сил, действующих на сателлит планетарного механизма отстающей стороны, в этом случае показана на рис. 125.

Согласно схеме сил и определению ведущей и ведомой детали, мощность от эпициклической шестерни будет передаваться на сателлит и далее на отстающую гусеницу через водило и бортовую передачу.

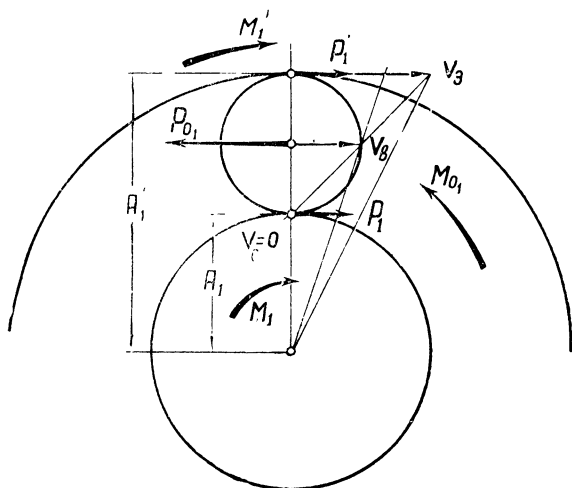


Рис. 125

2. Когда поворот осуществляется с радиусом $R > R_{p_2}$. Поскольку сила P_1 является силой тяги, то при пробуксовке малого тормоза радиус поворота будет еще меньше и, следовательно, чтобы повернуться с $R > R_{p_2}$, необходимо включить блокировочный фрикцион. В этом случае солнечная шестерня будет вращаться в ту же сторону, что и эпициклическая шестерня. Поток мощности будет передаваться от эпициклической шестерни на сателлит и на водило и

далее на гусеницу. Кроме того, часть мощности будет расходоваться на трение в пробуксовывающем фрикционе.

3. Когда поворот осуществляется с радиусом $R < R_{p_2}$. Такой поворот возможен при пробуксовке малого тормоза. Схема сил будет такая же, как и на рис. 125. Сила P_1 приложена к сателлиту со стороны солнечной шестерни. Сателлит будет действовать в свою очередь на солнечную шестерню в обратную сторону и вращать ее. При вращении солнечной шестерни в обратную сторону уменьшится скорость вращения водила по сравнению со скоростью его вращения при неподвижной солнечной шестерне, т. е. при повороте с $R = R_{p_2}$. В результате уменьшения скорости вращения водила уменьшится и скорость отстающей гусеницы v_1 , а следовательно, и радиус поворота.

Солнечная шестерня в этом случае будет ведомой. Мощность на сателлит будет поступать с эпициклической шестерни и распределяться на водило и солнечную шестерню. Мощность, поступившая на водило, будет передаваться на отстающую гусеницу и обеспечит создание силы тяги P_1 . Мощность, поступившая на солнечную шестерню, будет израсходована на трение в тормозе T_1 . Поворот с $R < R_{p_2}$ также возможно осуществить при частично включенном фрикционе.

2. Определение расчетного радиуса поворота $R_p > B$

Поворот с расчетным радиусом $R_p > B$ осуществляется при полном включении малого тормоза планетарного механизма поворота отстающей гусеницы и при полном включении блокировочного фрикциона планетарного механизма забегающей гусеницы, т. е. тогда, когда механизм поворота является механизмом с одной степенью свободы. Для определения расчетного радиуса воспользуемся уравнениями кинематики первого и второго планетарных рядов.

Уравнение кинематики первого планетарного ряда

$$\omega_1 - (1 + k_1)\omega_{0_1} + k_1\omega'_1 = 0,$$

где ω_1 — угловая скорость солнечной шестерни;

ω_{0_1} — угловая скорость водила;

ω'_1 — угловая скорость эпициклической шестерни;

k_1 — характеристика планетарного ряда;

$$k_1 = \frac{A'_1}{A_1} = \frac{\frac{mz'_1}{2}}{\frac{mz_1}{2}} = \frac{z'_1}{z_1} ;$$

A'_1 — радиус начальной окружности эпициклической шестерни;
 A_1 — радиус начальной окружности солнечной шестерни;
 m — модуль зубьев шестерен планетарного ряда;
 z'_1 — число зубьев эпициклической шестерни;
 z_1 — число зубьев солнечной шестерни.

Уравнение кинематики второго планетарного ряда

$$\omega_2 - (1 + k_2)\omega_{0_2} + k_2\omega'_2 = 0.$$

При блокировке второго планетарного ряда

$$\omega_2 = \omega_{0_2} = \omega'_2.$$

При полном включении тормоза T_1

$$\omega_1 = 0,$$

тогда из уравнения кинематики первого планетарного ряда получим

$$\omega_{0_1} = \frac{k_1}{1 + k_1} \omega'_1,$$

а так как $\omega'_1 = \omega'_2$, то

$$\omega_{0_1} = \frac{k_1}{1 + k_1} \omega'_2.$$

Скорости гусениц относятся как угловые скорости водил, т. е.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\omega_{0_2}}{\omega_{0_1}}.$$

Так как $\omega_{0_2} = \omega'_2$, то

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\omega'_2}{\frac{k_1}{1 + k_1} \omega'_2} = \frac{1 + k_1}{k_1}.$$

Из плана скоростей танка (см. рис. 112) имеем

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_{p_2}}{R_{p_2} - B} = \frac{1 + k_1}{k_1},$$

откуда расчетный радиус равен

$$R_{p_2} = (1 + k_1)B, \tag{122}$$

или, обозначив $\frac{v_2}{v_1} = i_0$,

$$R_{p_2} = \frac{i_0}{i_0 - 1} B. \quad (123)$$

3. Определение мощностного баланса при повороте танка

Из всех случаев поворота рассмотрим наиболее часто встречающийся — поворот при пользовании малым тормозом, когда сила P_1 является тормозной. Кроме того, кратко рассмотрим случаи поворота с $R \geq R_{p_2}$, при которых сила P_1 является силой тяги.

Поворот при пользовании остановочным тормозом, как мы установили ранее, ничем не отличается от поворота танка с бортовым фрикционом.

Поворот с радиусом $R = R_{p_2}$, когда P_1 — тормозная сила. Мощностной баланс для этого случая поворота будет

$$N_{дн} = N_0 + N_{тр}.$$

Определим $N_{дн}$ и N_0 . Мощность, затрачиваемая на трение в гусеничном двигателе и трансмиссии, определится из уравнения мощностного баланса.

Мощность двигателя, необходимая для поворота, равна

$$N_{дн} = \frac{M_{дн} \omega_{дн}}{75},$$

где $M_{дн}$ — крутящий момент двигателя;

$\omega_{дн}$ — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя.

Крутящий момент двигателя определим из условия равновесия главного вала коробки передач (рис. 126)

$$M_0 = M_2 - M'_1,$$

где M_0 — момент, подведенный к главному валу коробки передач от двигателя;

M'_1 — момент, подведенный к эпициклической шестерне первого планетарного ряда со стороны отстающей гусеницы;

M_2 — момент, подведенный к главному валу со стороны забегающей гусеницы,

$$M_0 = M_{дн} i_{к.п} \eta_{к.п};$$

$$M_2 = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{г.т} \eta_{б.п}};$$

$$M'_1 = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} i_{п.м.п.}} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м.п.},$$

где $i_{п.м.п.}$ — передаточное число планетарного механизма от эпициклической шестерни к водилу;
 $\eta_{п.м.п.}$ — к. п. д. первого планетарного ряда.

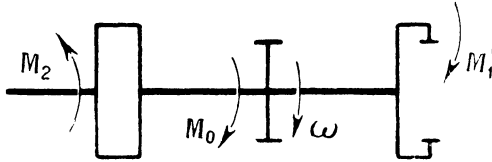


Рис. 126

Как было установлено ранее, поток мощности с отстающей гусеницы поступает на эпициклическую шестерню первого ряда. Выражая момент M'_1 через момент на ведущем колесе $P_1 r_{в.к}$, потери на трение в механизмах от отстающей гусеницы до эпициклической шестерни можно учесть, поставив соответствующие к. п. д. в числитель. Момент, действующий на главный вал коробки передач со стороны забегающей гусеницы, является моментом сопротивления и направлен в обратную сторону вращения вала коробки передач. Выражая этот момент через момент на ведущем колесе, необходимо учесть соответствующие потери на трение в бортовой передаче и гусеничном движителе. Поскольку поток мощности имеет направление от главного вала к забегающей гусенице, к. п. д., учитывающие эти потери, поставлены в знаменатель.

После подстановки значений M_0 , M_2 и M'_1 в уравнение равновесия получим

$$M_{дп} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} i_{к.п} \eta_{к.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д}} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м.п.}}{i_{б.п} i_{к.п} i_{п.м.п.} \eta_{к.п.}} = \left(P_2 - \frac{P_1}{i_0} \eta_p \right) \frac{r_{в.к}}{i_T \eta_T},$$

где $i_0 = i_{п.м.п.}$;

$i_T = i_{к.п} i_{б.п.}$;

η_p — к. п. д., учитывающий потери на трение в механизмах от отстающей гусеницы до забегающей; $\eta_p = \eta_{г.д}^2 \eta_{б.п}^2 \eta_{п.м.п.}$;

η_T — к. п. д., учитывающий потери на трение в механизмах от двигателя до забегающей гусеницы; $\eta_T = \eta_{к.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д.}$

Угловая скорость вращения кончатого вала двигателя

$$\omega_d = \frac{v_2 i_T}{3,6 r_{в.к.}}$$

Отсюда, подставляя в формулу мощности двигателя значения $M_{\text{лп}}$ и $\omega_{\text{л}}$, получим

$$N_{\text{лп}} = \left(P_2 - \frac{P_1}{i_0} \eta_{\text{лп}} \right) \frac{v_2}{270 \eta_{\text{т}}} \text{ л. с.} \quad (124)$$

Учитывая, что $i_0 = \frac{R_{\text{п}_2}}{R_{\text{п}_2} - B}$, а $v_2 = v_0$, получим

$$N_{\text{лп}} = \left(P_2 - P_1 \frac{R_{\text{п}_2} - B}{R_{\text{п}_2}} \eta_{\text{лп}} \right) \frac{v_0}{270 \eta_{\text{т}}}$$

Если бы на забегающую гусеницу не была передана мощность с отстающей гусеницы (т. е. не было бы рекуперации мощности), то от двигателя потребовалась бы большая мощность, а именно:

$$N'_2 = \frac{N_2}{\eta_{\text{т}}} = P_2 \frac{v_0}{270 \eta_{\text{т}}},$$

где N_2 — мощность на забегающей гусенице.

Мощность рекуперации будет равна

$$N_{\text{р}} = \frac{N_2}{\eta_{\text{т}}} - N_{\text{лп}} = \frac{P_1}{i_0} \eta_{\text{лп}} \frac{v_0}{270 \eta_{\text{т}}} = \frac{P_1 (R_{\text{п}_2} - B)}{R_{\text{п}_2}} \eta_{\text{лп}} \frac{v_0}{270 \eta_{\text{т}}}.$$

Учитывая, что $\frac{v_0}{i_0} = v_1$, будем иметь $N_{\text{р}} = N_1 \frac{\eta_{\text{лп}}}{\eta_{\text{т}}}$.

Умножая мощность на отстающей гусенице N_1 на к. п. д. контура рекуперации $\eta_{\text{р}}$, мы приводим мощность отстающей гусеницы N_1 к забегающей гусенице, а деля на к. п. д. танка $\eta_{\text{т}}$ — к колечатому валу двигателя.

Мощность внешних сопротивлений равна

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270} = \left(P_2 - P_1 \frac{R - B}{R} \right) \frac{v_0}{270} \text{ л. с.}$$

Мощность, затрачиваемую на трение в трансмиссии и ходовой части, определяют из мощностного баланса

$$N_{\text{лп}} = N_0 + N_{\text{тр}},$$

откуда

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{лп}} - N_0.$$

Поворот с радиусом $R > R_{\text{п}_2}$, когда P_1 — тормозная сила. Как было установлено ранее, поворот с радиусом $R > R_{\text{п}_2}$ сопро-

вождается пробуксовкой малого тормоза. В этом случае баланс мощности будет

$$N_{дп} = N_0 + N_T + N_{тр.}$$

Мощность двигателя равна

$$N_{дп} = \frac{M_{дп} \omega_d}{75}.$$

При определении $M_{дп}$ необходимо учитывать, что уравнение равновесия главного вала коробки передач, выраженное через моменты на ведущих колесах гусениц $P_2 r_{в.к}$ и $P_1 r_{в.к}$, при пробуксовке малого тормоза планетарного механизма поворота остается неизменным, так как соотношение между моментами, действующими на элементы планетарного механизма, не изменяется от того, вращается или неподвижен какой-либо из трех элементов. В предыдущем случае при повороте с радиусом $R = R_{p_2}$ солнечная шестерня, а вместе с нею и малый тормозной барабан были неподвижны, при повороте же с радиусом $R > R_{p_2}$ солнечная шестерня и малый тормозной барабан вращаются. Следовательно, если момент на водиле, выраженный через момент на ведущем колесе, равен $\frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п}}$ $\eta_{г.д} \eta_{б.п}$, то момент, переданный со стороны водила на эпициклическую шестерню, будет равен, как и в предыдущем случае,

$$\frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} i_{п.м.п}} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м.п}.$$

Необходимо иметь в виду, что сила P_1 при новом радиусе будет иная, чем при повороте с радиусом $R = R_{p_2}$. В данном случае в формулу надо подставлять не значение этой силы при радиусе $R = R_{p_2}$, а ее текущее значение при радиусе $R > R_{p_2}$.

Следовательно,

$$M_{дп} = \left(P_2 - \frac{P_1}{i_0} \eta_p \right) \frac{r_{в.к}}{i_T \eta_T}.$$

Угловая скорость коленчатого вала остается той же, что и в предыдущем случае, т. е.

$$\omega_d = \frac{v_0 i_T}{3,6 r_{в.к}}.$$

Тогда мощность двигателя будет равна

$$N_{дп} = \left(P_2 - \frac{P_1}{i_0} \eta_p \right) \frac{v_0}{270 \eta_T} \text{ л. с.},$$

или

$$N_{дп} = \left(P_2 - P_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} \eta_p \right) \frac{v_0}{270 \eta_T} \text{ л. с.}$$

Тормозная мощность

$$N_T = \frac{M_T \omega_T}{75},$$

где M_T — тормозной момент малого тормоза;

ω_T — угловая скорость вращения тормозного барабана.

Угловая скорость тормозного барабана равна угловой скорости солнечной шестерни первого планетарного ряда

$$\omega_T = \omega_1.$$

Определим угловую скорость солнечной шестерни ω_1 . Уравнение кинематики планетарного ряда механизма отстающей гусеницы при пробуксовке малого тормоза будет

$$\omega_1 - (1 + k_1)\omega_{0_1} + k_1\omega'_1 = 0.$$

Помножив обе части равенства на $\frac{r_{в.к}}{i_{6.п}}$ 3,6, получим

$$\frac{\omega_1 r_{в.к}}{i_{6.п}} 3,6 - (1 + k_1) \frac{\omega_{0_1} r_{в.к}}{i_{6.п}} 3,6 + k_1 \omega'_1 \frac{r_{в.к}}{i_{6.п}} 3,6 = 0.$$

или

$$\omega_1 \frac{r_{в.к}}{i_{6.п}} 3,6 - (1 + k_1)v_1 + k_1 v_0 = 0.$$

Откуда

$$\omega_1 = \left(v_1 - \frac{v_0}{\frac{1+k_1}{k_1}} \right) \frac{(1+k_1)i_{6.п}}{3,6r_{в.к}}.$$

Так как $\frac{1+k_1}{k_1} = i_0$, то $\frac{v_0}{i_0} = v_{1R_{p_2}}$, т. е. $\frac{v_0}{i_0}$ численно равно скорости отстающей гусеницы при повороте с R_{p_2} при данной угловой скорости эпициклической шестерни ω'_1 .

Откуда

$$\omega_T = \omega_1 = (1+k_1)(v_1 - v_{1R_{p_2}}) \frac{i_{6.п}}{3,6r_{в.к}},$$

или

$$\omega_T = (1+k_1)\Delta v_1 \frac{i_{6.п}}{3,6r_{в.к}},$$

где Δv_1 — увеличение скорости отстающей гусеницы за счет пробуксовки тормоза поворота.

Так как

$$v_1 = \frac{R-B}{R} v_0; \quad v_{1R_{p_2}} = \frac{R_{p_2}-B}{R_{p_2}} v_0,$$

то

$$\Delta v_1 = v_1 - v_{1R_{p_2}} = \frac{(R-R_{p_2})B}{RR_{p_2}} v_0$$

и

$$\omega_T = (1+k_1) \frac{(R-R_{p_2})B}{RR_{p_2}} v_0 \frac{i_{б.п.}}{3,6r_{в.к.}}$$

Тормозной момент равен

$$M_T = M_1 = M_{0_1} \frac{1}{1+k_1} \eta_{п.м.п.}$$

Так как

$$M_{0_1} = \frac{P_1 r_{в.к.}}{i_{б.п.}} \eta_{г.д} \eta_{б.п.},$$

то

$$M_T = \frac{P_1 r_{в.к.}}{i_{б.п.} (1+k_1)} \eta_{п.м.п.} \eta_{г.д} \eta_{б.п.}$$

Подставляя значения M_T и ω_T в формулу тормозной мощности, получим

$$N_T = \frac{M_T \omega_T}{75} = \frac{P_1 (R-R_{p_2}) B}{RR_{p_2}} \eta_{гор} \frac{v_0}{270}, \quad (125)$$

где

$$\eta_{гор} = \eta_{п.м.п.} \eta_{б.п.} \eta_{г.д.}$$

Тормозная мощность, определяемая как разность мощностей $N_{дп}$ и $N_{д0}$, будет равна

$$N'_T = N_{дп} - N_{д0} = \left(P_2 - P_1 \frac{R_{p_2}-B}{R_{p_2}} \eta_p \right) \frac{v_0}{270 \eta_{г.д.}} - \left(P_2 - P_1 \frac{R-B}{R} \eta_p \right) \frac{v_0}{270 \eta_{г.д.}} = P_1 \frac{(R-R_{p_2})B}{RR_{p_2}} \eta_p \frac{v_0}{270 \eta_{г.д.}}, \quad (126)$$

т. е. N'_T несколько больше фактической тормозной мощности N_T .
Так как

$$\frac{\eta_p}{\eta_T} = \frac{\eta_{г.д}^2 \eta_{б.п}^2 \eta_{п.м.п}}{\eta_{к.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д}} = \frac{\eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м.п}}{\eta_{к.п}}$$

и

$$\eta_{тор} = \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м.п},$$

то $\frac{\eta_p}{\eta_T} > \eta_{тор}$, следовательно, $N'_T > N_T$.

$$N_T = N'_T \eta_{к.п}.$$

Поворот с радиусом $R=R_{p_2}$, когда P_1 является силой тяги, происходит при полностью включенном малом тормозе.

Мощность, необходимая для поворота, равна

$$N_{дп} = \frac{M_{дп} \omega_d}{75}.$$

Крутящий момент двигателя определим из рассмотрения условий равновесия главного вала коробки передач (рис. 127).

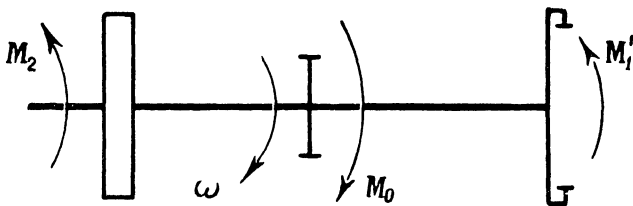


Рис. 127

Уравнение равновесия будет

$$M_0 = M_2 + M_1',$$

где M_0 — ведущий момент, приложенный к главному валу коробки передач от двигателя; $M_0 = M_{дп} i_{к.п} \eta_{к.п}$;

M_2 — момент сопротивления, подведенный к главному валу коробки передач со стороны забегающей гусеницы; $M_2 = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д}}$;

M_1' — то же со стороны отстающей гусеницы; $M_1' = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{п.м.п} i_{б.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д} \eta_{п.м.п}}$.

Подставляя значения моментов M_0 , M_2 и M_1' в уравнение равновесия главного вала коробки передач, получим

$$M_{дп} = \left(P_2 + \frac{P_1}{i_{п.м.п}} \frac{1}{\eta_{п.м.п}} \right) \frac{r_{в.к}}{i_T \eta_T}.$$

Принимая для упрощения $\eta_{п.м.п} \approx 1$, будем иметь

$$M_{дп} = \left(P_2 + \frac{P_1}{i_{п.м.п}} \right) \frac{r_{в.к}}{i_{т\gamma_{т}}} = \left(P_2 + \frac{P_1}{i_0} \right) \frac{r_{в.к}}{i_{т\gamma_{т}}}.$$

Угловая скорость коленчатого вала двигателя равна

$$\omega_{д} = \frac{v_0 i_{т}}{3,6 r_{в.к}}.$$

Тогда мощность двигателя, необходимая для поворота, будет

$$N_{дп} = \left(P_2 + \frac{P_1}{i_0} \right) \frac{v_0}{270 \gamma_{т}}. \quad (127)$$

Так как сопротивление поступательному движению танка равно сумме $P_2 + P_1$, то при повороте при тех же оборотах двигателя требуется меньшая мощность, чем при прямолинейном движении. Или иначе: при том же режиме работы мотора на повороте танк может преодолеть большее сопротивление поступательному движению, чем при прямолинейном движении.

Учитывая, что

$$i_0 = \frac{R_{p_2}}{R_{p_2} - B}, \quad N_{дп} = \left(P_2 + P_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} \right) \frac{v_0}{270 \gamma_{т}}.$$

Мощность внешних сопротивлений будет

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270} = \left(P_2 + P_1 \frac{R - B}{R} \right) \frac{v_0}{270} \text{ л. с.}$$

Мощность, затрачиваемая на трение в трансмиссии и гусеничном двигателе, равна

$$N_{тр} = N_{дп} - N_0.$$

Поворот с радиусом $R > R_{p_2}$, когда P_1 — сила тяги
Мощность двигателя равна

$$N_{дп} = \frac{M_{дп} \omega_{д}}{75}.$$

Поскольку при этом необходимо подключить частично фрикцион отстающей стороны, то на главный вал коробки передач вместе с обоими планетарными механизмами будут действовать моменты M_0 , M_2 и M_1 (см. схему на рис. 128).

Уравнение равновесия главного вала будет иметь вид

$$M_0 = M_2 + M_1,$$

где

$$M_0 = M_{дп} i_{к.п} \gamma_{к.п};$$

$$M_2 = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{б.п} \gamma_{г.д}};$$

$$M_1 = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \eta_{б.п} \gamma_{г.д}}.$$

При этом момент $\frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п}}$ не будет изменяться по величине планетарным механизмом отстающей стороны. Момент пробуксовывающего фрикциона является внутренним моментом механизма.

Поэтому

$$M_{дн} = (P_2 + P_1) \frac{r_{в.к}}{l_T \dot{\gamma}_T}.$$

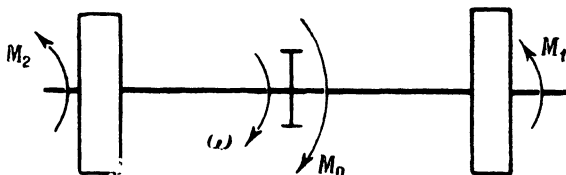


Рис. 128

Угловая скорость коленчатого вала двигателя равна

$$\omega_d = \frac{v_0 i_T}{3,6 r_{в.к}}.$$

Окончательно после подстановки в формулу мощности значений $M_{дн}$ и ω_d получим

$$N_{лп} = (P_2 + P_1) \frac{v_0}{270 \gamma_T}.$$

Мощность, затрачиваемая на трение в фрикционе, равна

$$N_T = \frac{M_{\phi} \omega_{\phi}}{75}.$$

Момент трения фрикциона (без учета потерь на трение в зацеплении шестерен планетарного механизма) будет равен

$$M_{\phi} = \frac{P_1 r_{в.к}}{k_1 i_{б.п} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п}} = \frac{P_1 r_{в.к}}{k_1 i_{б.п} \gamma_{\phi}},$$

где произведение $\gamma_{г.д} \gamma_{б.п}$ обозначено через γ_{ϕ} .

Угловая скорость пробуксовки фрикциона равна

$$\omega_{\phi} = \omega_{01} - \omega_1.$$

Из уравнения кинематики первого планетарного ряда

$$\omega_1 = (1 + k_1) \omega_{01} - k_1 \omega_1',$$

или

$$\omega_1 = \frac{(1 + k_1) v_1 i_{б.п}}{3,6 r_{в.к}} - \frac{k_1 v_2 i_{б.п}}{3,6 r_{в.к}}.$$

$$\text{Отсюда } \omega_{\phi} = \omega_{01} - \omega_1 = \frac{v_1 i_{6,\text{п}}}{3,6r_{\text{в.к}}} - \frac{(1+k_1)v_1 i_{6,\text{п}}}{3,6r_{\text{в.к}}} + \frac{k_1 v_2 i_{6,\text{п}}}{3,6r_{\text{в.к}}} = \frac{(v_2 - v_1)k_1 i_{6,\text{п}}}{3,6r_{\text{в.к}}}.$$

Мощность, затрачиваемая на трение в фрикционе, будет равна

$$N_{\tau} = \frac{M_{\phi} \omega_{\phi}}{75} = \frac{P_1 r_{\text{в.к}} (v_2 - v_1) k_1 i_{6,\text{п}}}{k_1 i_{6,\text{п}} r_{\phi} r_{\text{в.к}} 3,6 \cdot 75} = \frac{P_1 (v_2 - v_1)}{270 r_{\phi}};$$

так как

$$v_2 = v_0 \text{ и } v_1 = \frac{R - B}{R} v_0,$$

то

$$N_{\tau} = \frac{P_1 B}{R} \frac{v_0}{270 r_{\phi}}. \quad (128)$$

Тормозная мощность, определяемая как разность $N_{\text{дп}}$ и $N_{\text{д0}}$, равна

$$N_{\tau}' = N_{\text{дп}} - N_{\text{д0}} = (P_2 + P_1) \frac{v_0}{270 r_{\Gamma}} - \frac{P_2 v_2 + P_1 v_1}{270 r_{\Gamma}} = \frac{P_1 (v_2 - v_1)}{270 r_{\Gamma}}. \quad (128a)$$

Тормозная мощность N_{τ}' несколько больше фактической, так как

$$r_{\Gamma} = r_{\text{к.п}} r_{6,\text{п}} r_{\Gamma,\text{д}}, \text{ а } r_{\phi} = r_{6,\text{п}} r_{\Gamma,\text{д}};$$

$$N_{\tau} = N_{\tau}' r_{\text{к.п}}.$$

Мощность внешних сопротивлений равна

$$N_0 = \left(P_2 + P_1 \frac{R - B}{R} \right) \frac{v_0}{270}.$$

Мощность трения

$$N_{\tau\text{п}} = N_{\text{дп}} - N_0 - N_{\tau}.$$

4. Тяговая характеристика поворота танка при двухступенчатом механизме поворота

Тяговая характеристика поворота и мощностной баланс при пользовании остановочным тормозом механизма поворота будут те же, что и при бортовом фрикционе.

При пользовании малым тормозом для случая поворота с радиусом $R < R_c$ мощность двигателя, необходимая для поворота, как было установлено, равна

$$N_{\text{дп}} = \frac{P_2 R_{p_2} - P_1 (R_{p_2} - B) r_{\text{п}}}{R_{p_2}} \frac{v_0}{270 r_{\Gamma}}.$$

Соответственно необходимая сила тяги при повороте

$$P_{\text{п}} = P_2 - P_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} r_{\text{п}}, \quad (129)$$

откуда

$$P_2 = P_n + P_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} \eta_p.$$

Потребная сила тяги при повороте при пользовании малым тормозом механизма поворота является составляющей силы тяги на забегающей гусенице. Эта составляющая получена за счет использования мощности двигателя, подведенной к гусенице. Вторая составляющая, равная $P_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} \eta_p$, получена за счет использования мощности, подведенной с отстающей гусеницы.

Потребная удельная сила тяги при повороте будет равна

$$f_n = \frac{P_n}{G} = f_2 - f_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} \eta_p. \quad (130)$$

При оценке тяговых качеств танка сопоставляем значение удельной силы тяги по двигателю f_d с потребной удельной силой тяги при повороте f_n . Условие обеспечения равномерного поворота $N_d \geq N_{дп}$ или, что то же,

$$f_d \frac{Gv_0}{270\eta_T} \geq f_n \frac{Gv_0}{270\eta_T}, \text{ т. е. } f_d \geq f_n.$$

Для удобства построения графика мощностного баланса целесообразно формулы мощностей выразить через удельные силы тяги f_2 и f_1 .

В табл. 24 приведены данные примерного расчета тяговой характеристики и мощностного баланса при повороте танка. На рис. 129 показан график этой характеристики. В табл. 24 в графе примечания приведены формулы мощностей, выраженные через удельные силы тяги f_2 и f_1 , и общий для всех формул множитель.

Мощность рекуперации определяется по графику как разность

$$N_p = N_2' - N_{дп}.$$

Мощность трения определяется по графику как разность

$$N_{тр} = N_{дп} - N_0 - N_T.$$

Сопоставляя значение f_n с f_d , можно сделать следующее заключение по тяговым качествам танка при повороте.

Равномерный поворот с радиусом $R_{p_2} = 3,5B$ возможен на I и II передачах. На III передаче поворот с радиусом R_{p_2} возможен только со скоростью $v_{шм}$.

Мощностной баланс составлен при допущении, что к. п. д. отдельных цепей механизмов, участвующих при передаче мощности,

Формулы подсчета	Радиусы поворота танка								Примечания
	B	$2B$	$3,5B$	$5B$	$10B$	$20B$	$30B$	$51,5B$	
$\mu = \frac{0,8}{0,85 + 0,15 \frac{R}{B}}$	0,8	0,7	0,585	0,5	0,341	0,208	0,15	0,0933	
$f_{II} = f_2 = \frac{f}{2} + \frac{\mu L}{4B}$	0,335	0,290	0,250	0,222	0,158	0,113	0,091	0,070	$f_{II} \frac{Gv_0}{270\gamma_{II}} = N'_2 = N_{II}$
$f_I = -\frac{f}{2} + \frac{\mu L}{4B}$	0,265	0,220	0,180	0,152	0,083	0,043	0,021	0	
$f_1 \frac{R-B}{R} \gamma_{IOP} \gamma_{IT}$	0	0,0686	0,0801	0,0758	0,0495	0,0255	0,0127	0	$f_1 \frac{R-B}{R} \gamma_{IOP} \gamma_{IT} \frac{Gv_0}{270\gamma_{IT}} = N_T$
$f_{II} = f_2 - f_1 \frac{R_{p_2} - B}{R_{p_2}} \gamma_{IP}$	--	--	0,166	0,151	0,117	0,093	0,0812	0,07	$f_{II} \frac{Gv_0}{270\gamma_{II}} = N_{II}$
$f_1 \frac{(R - R_{p_2}) B}{RR_{p_2}} \gamma_{IOP} \gamma_{IT}$	--	--	--	0,0081	0,0101	0,00628	0,00329	0	$f_1 \frac{(R - R_{p_2}) B}{RR_{p_2}} \gamma_{IOP} \gamma_{IT} \frac{Gv_0}{270\gamma_{IT}} = N_T$
$(f_2 - f_1 \frac{R-B}{R}) \gamma_{IT}$	0,268	0,144	0,0975	0,08	0,0628	0,0574	0,0565	0,0558	$(f_2 - f_1 \frac{R-B}{R}) \gamma_{IT} \frac{Gv_0}{270\gamma_{IT}} = N_0$

Примечание. К. п. д. приняты постоянными и равными средним значениям, а именно: $\gamma_{IT} = 0,8$; $\gamma_{IOP} = 0,782$; $\gamma_{IP} = 0,655$. Отношение $\frac{L}{B} = 1,5$; $\mu_{max} = 0,8$ и $f = 0,007$.

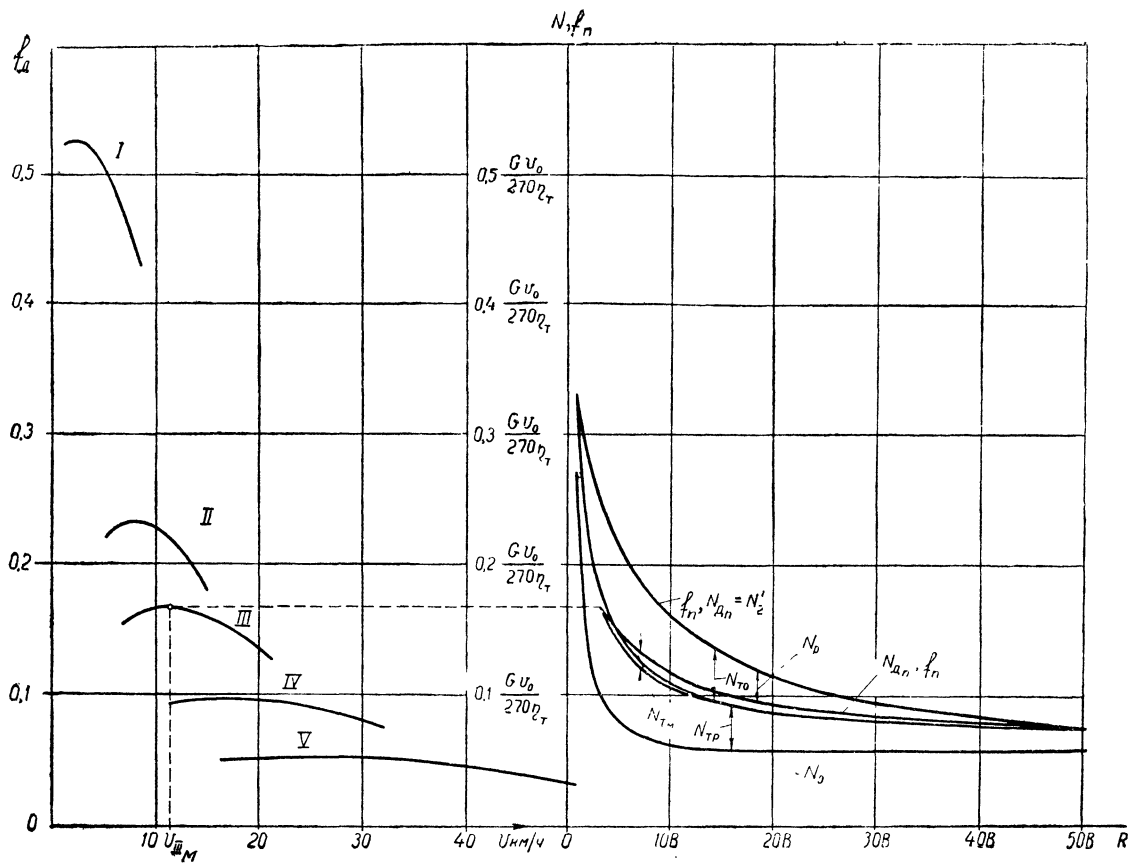


Рис. 129

постоянны. В действительности же, как было установлено при анализе баланса мощности танка с бортовыми фрикционами, к. п. д. зависит как от нагрузки, так и от скорости. В дополнение к тому анализу, который был проведен для танка с бортовыми фрикционами и который полностью применим и в данном случае, необходимо уточнить только влияние к. п. д. контура рекуперации.

В основном на к. п. д. контура рекуперации оказывают влияние нагрузки, т. е. силы P_2 и P_1 . Воспользовавшись подсчетами, проведенными при анализе мощностного баланса поворота танка с бортовыми фрикционами, получим приведенные в табл. 25 значения к. п. д. контура рекуперации при повороте танка с различными радиусами.

Т а б л и ц а 25

R	3,5В	5В	10В	20В	30В
$\eta_{rp} = \eta_{г.д.1} \eta_{б.п} \eta_{п.м.п} \eta_{б.п} \eta_{г.д.2}$	0,796	0,72	0,655	0,51	0,264

Таким образом, принятое нами при составлении мощностного баланса среднее значение $\eta_p = 0,655$ соответствует действительному значению этого коэффициента при повороте танка с радиусом $R = 10В$. При $R > 10В$ действительные значения $N_{лп}$ и $N_{тp}$ будут несколько выше, чем в выполненных расчетах, а при $R < 10В$ несколько ниже. Эти отклонения в зоне рабочих радиусов поворота от $R = В$ до $R = 20В$ незначительны. Поэтому при составлении мощностного баланса при повороте с использованием второй ступени механизма поворота, т. е. тормоза поворота T_1 , можно ограничиваться расчетами с $\eta_{pcp} = \text{const}$.

Двухступенчатый механизм поворота обеспечивает лучшее использование мощности двигателя при повороте с радиусом $R_{св} > R \geq R_p$, чем бортовой фрикцион, т. е. позволяет получить более высокую среднюю скорость движения, а также улучшает управляемость танка, так как имеются два расчетных радиуса поворота.

При прямолинейном движении тяговые качества танка улучшаются в результате использования второй ступени механизма как дополнительной передачи.

При проектировании танка второй расчетный радиус поворота следует выбирать в соответствии с условиями обеспечения равномерного поворота на горизонтальном участке на грунте с высокими сцепными качествами: для танка с пятиступенчатой коробкой передач — на III—IV передачах и для танка с шестиступенчатой коробкой передач — на IV—V передачах.

Кроме того, чтобы обеспечить достаточную поворотливость танка на ограниченных по размерам площадках и достаточно высокую

угловую скорость поворота, радиус поворота следует выбирать в пределах $(3 \div 4)B$.

§ 5. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПОВОРОТА ТАНКА С МНОГОРАДИУСНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ ПОВОРОТА

Все современные механизмы поворота первого и второго типа, обеспечивающие по одному или по два расчетных радиуса на каждой передаче, в качестве основного элемента конструкции имеют планетарные механизмы (рис. 130).

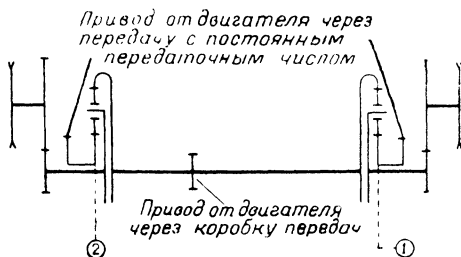


Рис. 130

Во всех механизмах поворота эпициклические шестерни планетарных механизмов приводятся во вращение от двигателя через коробку передач. Водила через бортовые передачи связаны с ведущими колесами гусеничного движителя. При такой схеме механизма поворота прямолинейное движение может быть обеспечено, если солнечные шестерни неподвижны или же вращаются с одинаковой скоростью в ту или иную сторону. Поворот же можно осуществить только посредством изменения скорости вращения солнечных шестерен по отношению друг к другу. Все различие в схемах механизмов поворота, обеспечивающих на каждой передаче свой расчетный радиус, заключается в приводе солнечных шестерен планетарных механизмов.

1. Механизмы поворота первого (дифференциального) типа с двойным подводом мощности

В практике танкостроения осуществлены следующие варианты конструкции механизмов поворота данного типа.

Первая группа механизмов первого типа. Солнечные шестерни планетарных механизмов поворота при прямолинейном движении танка неподвижны, а при повороте вращаются с одинаковой скоростью в различные стороны. Скорость вращения солнечных шестерен при данных оборотах двигателя и при повороте

с расчетными радиусами на всех передачах величина постоянная.

Вторая группа механизмов первого типа. Солнечные шестерни при прямолинейном движении танка вращаются в ту же сторону, что и эпициклические шестерни, при повороте же с расчетными радиусами одна солнечная шестерня делается неподвижной, а вторая вращается в ту же сторону в два раза быстрее. Скорость вращения солнечных шестерен при прямолинейном движении — величина постоянная на всех передачах при данных оборотах двигателя.

Третья группа механизмов первого типа. Солнечные шестерни при прямолинейном движении танка вращаются в обратную сторону вращения эпициклических шестерен с постоянной скоростью на всех передачах при данных оборотах двигателя. При повороте с расчетными радиусами одна солнечная шестерня неподвижна, а другая вращается в обратную сторону в два раза быстрее, чем при прямолинейном движении.

Исследуя много радиусные механизмы поворота с двойным подводом мощности, вначале рассмотрим кинематику механизмов и танков как при прямолинейном движении, так и при повороте, а затем — мощностной баланс при повороте в общем виде, с пояснением отдельных его положений на примере разбора конкретных схем механизмов поворота.

а) Кинематика танка с много радиусными механизмами поворота первого типа

Первая группа механизмов поворота первого типа. К данной группе относится, например, механизм поворота, применявшийся в танке Т-VI. Схема механизма этой группы изображена на рис. 131. При прямолинейном движении танка в механизме поворота выключены все фрикционы: Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 и Φ_4 . Солнечные шестерни первого и второго планетарных рядов неподвижны при условии равенства сопротивления на обоих гусеницах, или, что то же, при условии равенства моментов, действующих на солнечные шестерни со стороны сателлитов, связанных через водила и бортовые передачи с гусеницами. При равенстве моментов, подведенных к солнечным шестерням, последние воздействуют через шестеренчатые передачи на поперечный вал a с равными моментами, но направленными в разные стороны (вследствие наличия в шестеренчатой передаче правого механизма паразитной шестерни L). В результате вал остается неподвижным, как и связанные с ним солнечные шестерни. Эпициклические шестерни будут вращаться от двигателя. Привод осуществляется через коробку передач. Водила правого и левого бортов будут вращаться с одинаковой скоростью в направлении вращения эпициклических шестерен.

При наличии различного сопротивления движению гусениц солнечные шестерни начнут вращаться, причем солнечная шестерня, связанная с гусеницей, имеющей большее сопротивление движению, начнет вращаться в обратную сторону по отношению к вращению водила, а другая солнечная шестерня будет вращаться в ту же сто-

рону, что и водило. В результате гусеница, имеющая большее сопротивление движению, будет замедлять скорость своего движения, а гусеница, имеющая меньшее сопротивление, — ускорять. Таким образом, будет наблюдаться явление неустойчивости прямолинейного движения, свойственное всем гусеничным машинам с дифференциальными механизмами поворота.

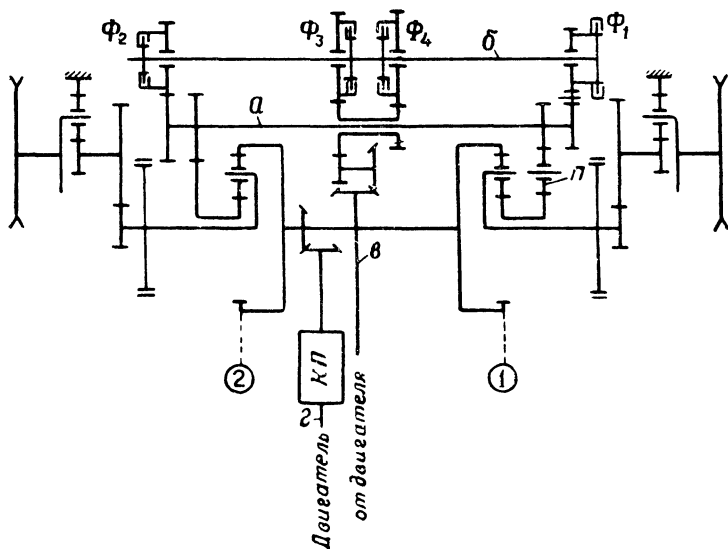


Рис. 131

Для обеспечения поворота, например, вправо включаются фрикцион Φ_3 (или Φ_4) и фрикцион Φ_2 . Солнечная шестерня второго планетарного ряда начнет вращаться от двигателя в ту же сторону, что и эпициклическая шестерня, а солнечная шестерня первого планетарного ряда с той же скоростью, но в обратную сторону. В результате скорость вращения водила второго планетарного ряда увеличится, а скорость вращения водила первого планетарного ряда уменьшится. Скорость вращения солнечных шестерен при данных оборотах двигателя зависит только от того, какой включен фрикцион— Φ_3 или Φ_4 , и не зависит от того, какая передача включена в коробке передач. При включении фрикциона Φ_3 скорость вращения солнечных шестерен будет больше, чем при включении фрикциона Φ_4 , так как передаточное число между двигателем и солнечными шестернями будет меньше. На схеме (см. рис. 131) вал дополнительного привода β показан отдельно от коробки передач; в действительности он проходит через полые валы коробки передач и соединен напрямую с первичным валом α .

Рассмотрим вначале кинематику механизма при прямолинейном движении. Уравнения кинематики планетарных механизмов первого и второго рядов будут

$$\omega_1 - (1 + k_1)\omega_{0_1} + k_1\omega'_1 = 0;$$

$$\omega_2 - (1 + k_2)\omega_{0_2} + k_2\omega'_2 = 0.$$

При условии равенства сопротивления движению обеих гусениц угловые скорости солнечных шестерен будут равны

$$\omega_1 = \omega_2 = 0.$$

Угловые скорости эпициклических шестерен равны

$$\omega'_1 = \omega'_2 = \frac{\omega_d}{i_k},$$

где ω_d — угловая скорость коленчатого вала двигателя;

i_k — передаточное число трансмиссии от двигателя до эпициклических шестерен через коробку передач.

Характеристика планетарных механизмов $k_1 = k_2 = k$.

Угловые скорости водил равны

$$\omega_{0_1} = \omega_{0_2} = \frac{k\omega'_{1,2}}{1+k} = \frac{k\omega_d}{(1+k)i_k}.$$

Скорость прямолинейного движения танка будет равна

$$v_0 = \frac{\omega_{0_1,2}}{i_{б.п.}} r_{в.к} 3,6 = \frac{3,6\omega_d}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п.}} r_{в.к} = \frac{3,6\omega_d}{i_T} r_{в.к} \frac{км}{ч},$$

где i_T — передаточное число трансмиссии от двигателя до ведущих колес; $i_T = i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п.}$

При повороте вправо, когда включены полностью фрикцион Φ_3 (или Φ_4) и фрикцион Φ_2 , т. е. с расчетным радиусом, угловые скорости солнечных шестерен будут $\omega_2 > 0$ и $\omega_1 < 0$. Тогда угловые скорости водила второго и первого планетарных рядов будут равны

$$\omega_{0_2} = \frac{k\omega'_2}{1+k} + \frac{\omega_2}{1+k};$$

$$\omega_{0_1} = \frac{k\omega'_1}{1+k} - \frac{\omega_1}{1+k},$$

$$\omega_{02} = \frac{k\omega_d}{(1+k)i_k} + \frac{\omega_d}{(1+k)i_d};$$

$$\omega_{01} = \frac{k\omega_d}{(1+k)i_k} - \frac{\omega_d}{(1+k)i_d},$$

где i_d — передаточное число (силовое и скоростное) между двигателем и солнечными шестернями по дополнительному приводу при повороте с радиусом R_p .

Силовое передаточное число равно скоростному при полном включении управляемых фрикционных элементов.

Скорость забегающей гусеницы будет равна

$$v_2 = 3,6 \frac{\omega_{02}}{i_{6.п}} r_{в.к} = \frac{3,6\omega_d}{1+k} r_{в.к} + \frac{k}{i_k i_{6.п}} r_{в.к} + \frac{3,6\omega_d}{(1+k)i_d i_{6.п}} r_{в.к} = 3,6 \frac{\omega_d}{i_{T_2}} r_{в.к} \frac{кМ}{ч},$$

где i_{T_2} — силовое и скоростное передаточное число между двигателем и забегающей гусеницей; $i_{T_2} = \frac{i_k i_d (1+k) i_{6.п}}{k i_d + i_k}$.

Скорость забегающей гусеницы можно также представить как сумму скоростей

$$v_2 = v_0 + \Delta v,$$

где

$$\Delta v = \frac{3,6\omega_d}{(1+k)i_d i_{6.п}} r_{в.к} \frac{кМ}{ч}.$$

Скорость Δv при данной угловой скорости коленчатого вала двигателя и при полном включении фрикциона Φ_3 (или Φ_4) и фрикциона Φ_2 — величина постоянная вне зависимости от того, какая передача коробки включена.

Соответственно скорость отстающей гусеницы будет равна

$$v_1 = 3,6 \frac{\omega_{01}}{i_{6.п}} r_{в.к} = 3,6 \frac{\omega_d}{i_{T_1}} r_{в.к} \frac{кМ}{ч},$$

где i_{T_1} — силовое и скоростное передаточное число между двигателем и отстающей гусеницей; $i_{T_1} = \frac{i_k i_d (1+k) i_{6.п}}{k i_d - i_k}$.

Скорость отстающей гусеницы можно также представить как разность скоростей

$$v_1 = v_0 - \Delta v.$$

При повороте влево включается фрикцион Φ_1 . Тогда благодаря наличию паразитной шестерни в приводе от вала b к валу a последний будет вращаться с той же скоростью, что и при повороте вправо, но в обратную сторону.

В соответствии с изложенным план скоростей танка при повороте с радиусом $R = R_p$ может быть представлен схемой, приведенной на рис. 132. Из плана скоростей следует, что

$$\frac{v_0}{R_p - \frac{B}{2}} = \frac{\Delta v}{\frac{B}{2}} \quad \text{и} \quad R_p = \frac{v_0 \frac{B}{2}}{\Delta v} + \frac{B}{2}.$$

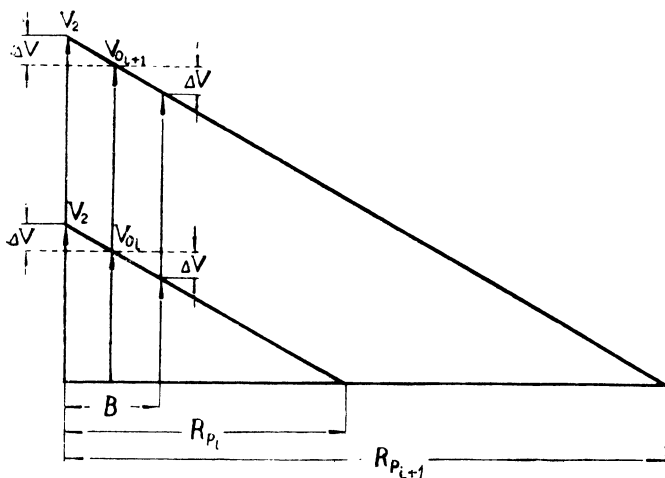


Рис. 132

Таким образом, радиус R_p в функции v_0 может быть выражен следующим уравнением:

$$R_p = c v_0 + \frac{B}{2}, \quad (131)$$

в котором для всех передач

$$c = \frac{\frac{B}{2}}{\Delta v} = \text{const.}$$

Подставив в формулу (131) значения v_0 и Δv , выраженные через передаточные числа, получим

$$R_p = \left(\frac{ki_n}{i_k} + 1 \right) \frac{B}{2}. \quad (132)$$

Так как механизм поворота танка Т-VI имеет двухступенчатый редуктор в дополнительном приводе и, следовательно, обеспечивает два значения Δv , то на каждой передаче будет два расчетных радиуса поворота $R_p > B$.

В соответствии с этим зависимость $R_p = f(v_0)$ графически может быть представлена прямой линией, пересекающей ось ординат в точке $\frac{B}{2}$ (рис. 133).

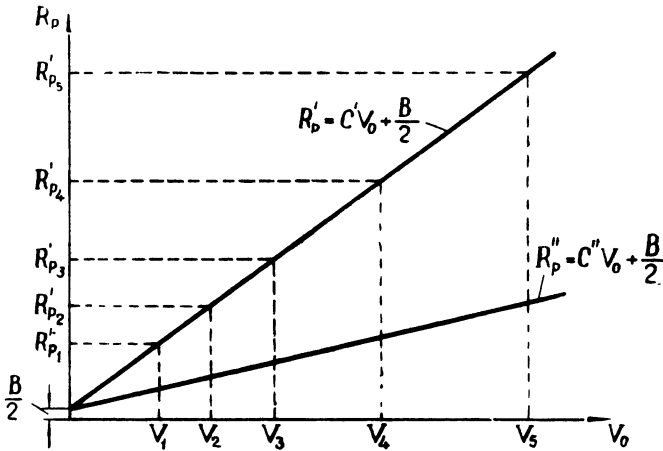


Рис. 133

На рис. 133 зависимость $R'_p = f(v_0)$ получается при включении фрикциона Φ_1 и зависимость $R''_p = f(v_0)$ — при включении фрикциона Φ_3 .

Вторая группа механизмов первого типа. Схема рассматриваемого механизма поворота показана на рис. 134.

Рассмотрим кинематику механизма при прямолинейном движении танка. Угловые скорости водила первого и второго ряда будут равны

$$\omega_{01} = \frac{k\omega'_1}{1+k} + \frac{\omega_1}{1+k};$$

$$\omega_{02} = \frac{k\omega'_2}{1+k} + \frac{\omega_2}{1+k}.$$

Так как

$$\omega'_1 = \omega'_2 = \frac{\omega_d}{i_k};$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{\omega_d}{i_d},$$

где i_k — передаточное число между двигателем и эпициклическими шестернями;

i_d — передаточное число между двигателем и солнечными шестернями,

то

$$\omega_{0_1} = \omega_{0_2} = \frac{k\omega_d}{(1+k)i_k} + \frac{\omega_d}{(1+k)i_d}.$$

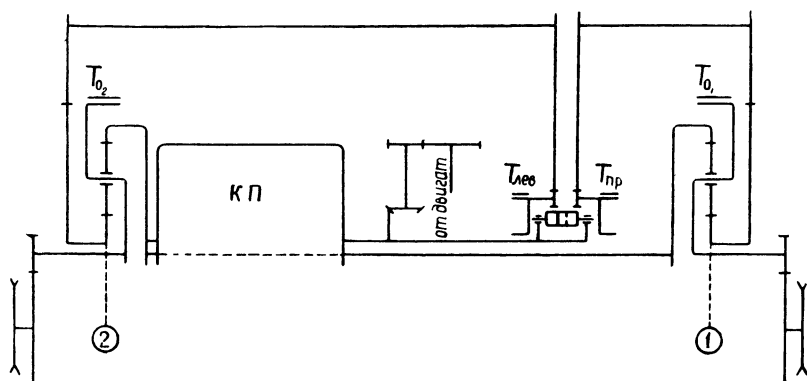


Рис. 134

Скорость прямолинейного танка равна

$$\begin{aligned} v_0 &= \frac{3,6\omega_{0_{1,2}}}{i_{б.п}} r_{в.к} = \frac{3,6\omega_d}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} r_{в.к} + \\ &+ \frac{3,6\omega_d}{(1+k) i_d i_{б.п}} r_{в.к} = v'_0 + \Delta v, \end{aligned}$$

где

$$v'_0 = \frac{3,6\omega_d}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} r_{в.к} \frac{КМ}{ч}; \quad \Delta v = \frac{3,6\omega_d}{(1+k) i_d i_{б.п}} r_{в.к} \frac{КМ}{ч}.$$

Величина Δv на любой передаче при данной ω_d величина постоянная.

Скорость прямолинейного движения танка можно также выразить следующей формулой:

$$v_0 = 3,6\omega_d r_{в.к} \left(\frac{1}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} + \frac{1}{(1+k) i_d i_{б.п}} \right) = \\ = \frac{3,6\omega_d}{\frac{i_k i_d (1+k) i_{б.п}}{k i_d + i_k}} r_{в.к} = \frac{3,6\omega_d}{i_T} r_{в.к} \frac{\kappa \mathcal{M}}{u},$$

где i_T — передаточное число трансмиссии; $i_T = \frac{i_k i_d (1+k) i_{б.п}}{k i_d + i_k}$.

Данная схема трансмиссии уменьшает диапазон скоростей по сравнению с диапазоном, который был бы обеспечен при неподвижных солнечных шестернях. Действительно

$$d_{к.п} = \frac{v'_{0n}}{v'_{01}} = \frac{k\omega_d r_{в.к} (1+k) i_{к_1} i_{б.п}}{(1+k) i_{к_n} i_{б.п} k\omega_d r_{в.к}} = \frac{i_{к_1}}{i_{к_n}}; \\ d_{тр} = \frac{v_{0n}}{v_{01}} = \frac{\omega_d r_{в.к} (k i_d + i_{к_n}) i_{к_1} (1+k) i_{б.п} i_d}{i_{к_n} (1+k) i_{б.п} i_d \omega_d r_{в.к} (k i_d + i_{к_1})} = \\ = \frac{(k i_d + i_{к_n}) i_{к_1}}{(k i_d + i_{к_1}) i_{к_n}} = \frac{k i_d + i_{к_n}}{k i_d + i_{к_1}} d_{к.п}.$$

Поскольку $\frac{k i_d + i_{к_n}}{k i_d + i_{к_1}} < 1$, то $d_{тр} < d_{к.п}$.

При повороте с расчетными радиусами вправо останавливаем солнечную шестерню правого (первого) планетарного ряда. В этом случае солнечная шестерня второго планетарного ряда будет вращаться в ту же сторону с удвоенной скоростью по отношению к скорости вращения при прямолинейном движении.

В соответствии с этим скорости забегающей и отстающей гусениц будут равны

$$v_2 = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} + \frac{2 \cdot 3,6\omega_d r_{в.к}}{(1+k) i_d i_{б.п}} = (v'_0 + 2\Delta v) \frac{\kappa \mathcal{M}}{u};$$

$$v_1 = \frac{3,6\omega_d r_{B,K}}{1+k} = v'_0 \frac{\kappa M}{\psi} \cdot \frac{i_k i_{6,n}}{k}$$

Соответствующий план скорости приведен на рис. 135.

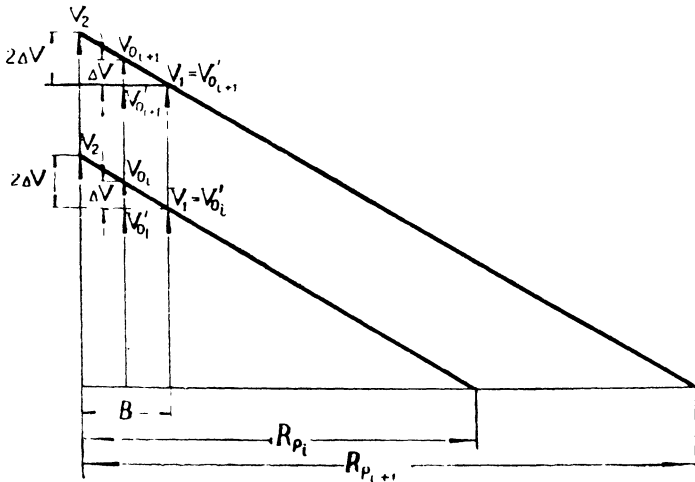


Рис. 135

Таким образом, и для данного варианта механизма поворота первого типа зависимость R_p от v_0 может быть представлена уравнением

$$R_p = cv_0 + \frac{B}{2}.$$

Подставив значения c и v_0 , выраженные через передаточные числа, будем иметь

$$R_p = \left(\frac{\kappa i_d}{i_k} + 2 \right) \frac{B}{2}. \quad (133)$$

Третья группа механизмов поворота первого типа. К данной группе относится, например, механизм поворота английских танков МК-IV, «Кромвель» и «Центурион» (рис. 136).

При прямолинейном движении танка эпициклические шестерни планетарных механизмов вращаются от двигателя через коробку передач, а солнечные шестерни от двигателя через дифференциал, но по отношению к эпициклическим шестерням в обратную сторону.

Все фрикционные элементы трансмиссии при прямолинейном движении танка, а именно: тормоза механизма поворота T_1 и T_2 и

остановочные тормоза T_{0_1} и T_{0_2} выключены. Наличие дифференциала в трансмиссии приводит к тому, что в случае неравенства сопротивления движению гусениц танк будет уводить в сторону, так как скорость гусеницы, имеющей большее сопротивление, уменьшится, а скорость гусеницы, имеющей меньшее сопротивление, увеличится.

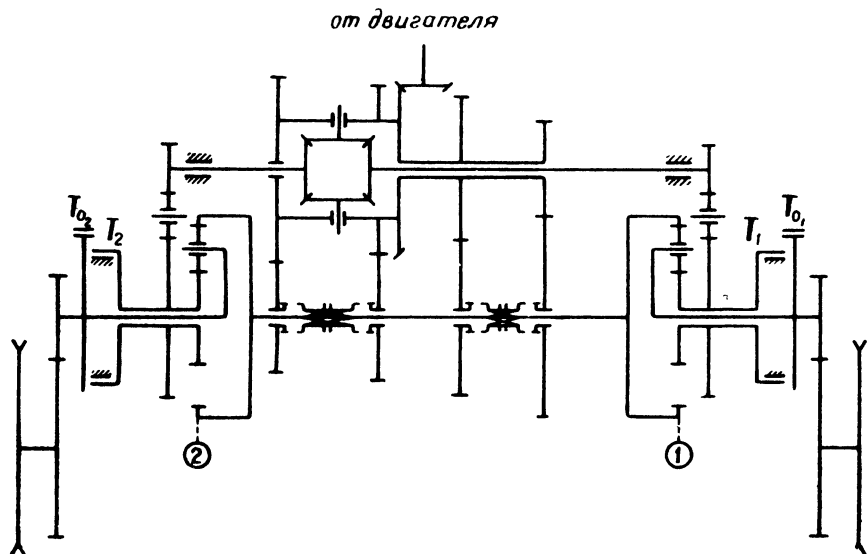


Рис. 136

При повороте танка с расчетным радиусом, например, вправо включается тормоз T_2 . Солнечная шестерня второго планетарного ряда остановится, в результате чего скорость вращения водила этого ряда увеличится, а вместе с этим увеличится и скорость гусеницы. Солнечная шестерня первого планетарного ряда будет вращаться с удвоенной скоростью в обратную сторону по сравнению со скоростью при прямолинейном движении танка.

Рассмотрим кинематику данного механизма при прямолинейном движении танка, когда к гусеницам приложены равные сопротивления движению.

Угловые скорости водила первого и второго планетарных рядов будут равны

$$\omega_{0_1} = \frac{k\omega'_1}{1+k} - \frac{\omega_1}{1+k};$$

$$\omega_{0_2} = \frac{k\omega'_2}{1+k} - \frac{\omega_2}{1+k},$$

а так как

$$\omega'_1 = \omega'_2 = \frac{\omega_d}{i_k};$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{\omega_d}{i_d},$$

то

$$\omega_{0_1} = \frac{k\omega_d}{(1+k)i_k} - \frac{\omega_d}{(1+k)i_d};$$

$$\omega_{0_2} = \frac{k\omega_d}{(1+k)i_k} - \frac{\omega_d}{(1+k)i_d};$$

$$\omega_{0_1} = \omega_{0_2}.$$

Умножив обе части уравнения на $\frac{3,6r_{в.к}}{i_{б.п}}$, получим

$$\begin{aligned} v_0 &= \frac{3,6\omega_{0_{1,2}}}{i_{б.п}} r_{в.к} = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} - \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{(1+k) i_d i_{б.п}} = \\ &= \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{i_T} \frac{км}{\psi}, \end{aligned}$$

или

$$v_0 = v'_0 - \Delta v,$$

где i_T — передаточное число трансмиссии; $i_T = \frac{i_k i_d (1+k) i_{б.п}}{k i_d - i_k}$;

$$v'_0 = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} \frac{км}{\psi};$$

$$\Delta v = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{(1+k) i_d i_{б.п}} \frac{км}{\psi}.$$

Для всех передач при данной ω_d $\Delta v = \text{const}$.

Данная схема трансмиссии увеличивает диапазон скоростей по сравнению с диапазоном, который был бы обеспечен при неподвижных солнечных шестернях

$$d_{к.п} = \frac{v'_{0n}}{v'_{01}} = \frac{i_{к1}}{i_{кn}};$$

$$d_{\text{тр}} = \frac{ki_{\text{д}} - i_{\text{кн}}}{ki_{\text{д}} - i_{\text{к1}}} d_{\text{к.п}} > d_{\text{к.п.}}$$

Кроме того, при прямолинейном движении в трансмиссии вследствие закручивания дополнительным моментом будет передаваться паразитический поток циркулирующей мощности от эпициклической шестерни через сателлит на солнечную шестерню и далее через дополнительный привод на коробку дифференциала и с коробки дифференциала через коробку передач опять на эпициклическую шестерню. Таких циркулирующих потоков будет два. Один — через левый планетарный ряд, другой — через правый. Наличие циркулирующего паразитического потока мощности приводит к уменьшению коэффициента полезного действия трансмиссии. Чем ниже передача, тем к. п. д. трансмиссии будет ниже.

Наличие циркулирующей паразитической мощности можно определить, рассматривая работу планетарных механизмов. На рис. 137 показан план скоростей второго планетарного ряда и нанесены внешние силы, действующие на сателлит со стороны сопрягаемых деталей и позволяющие определить направление потоков

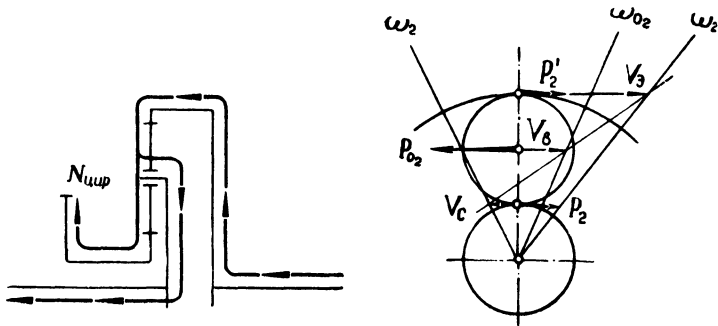


Рис. 137

мощности. По отношению к сателлиту только эпициклическая шестерня является ведущей, водило и солнечная шестерня будут ведомыми деталями. План скоростей и схема сил, действующих на сателлит первого ряда, будут аналогичными. Эпициклическая шестерня также будет ведущей, а водило и солнечная шестерня — ведомыми.

На рис. 138 показана схема потоков мощности во всей трансмиссии при прямолинейном движении.

При повороте, например, вправо солнечная шестерня второго планетарного ряда будет неподвижной, а солнечная шестерня первого планетарного ряда будет вращаться с удвоенной скоростью в обратную сторону. Скорости гусениц будут при этом равны

$$v_2 = v'_0 = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{i_{\kappa} \frac{1+k}{k} i_{6.п}} = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{i_{T_2}} \frac{км}{ч},$$

где i_{T_2} — силовое и скоростное передаточное число трансмиссии между двигателем и забегавшей гусеницей при повороте с радиусом $R = R_p$; $i_{T_2} = i_{\kappa} \frac{1+k}{k} i_{6.п}$;

$$v_1 = v'_0 - 2\Delta v = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{\frac{i_{\kappa} i_d (1+k) i_{6.п}}{k i_d - 2i_{\kappa}}} = \frac{3,6\omega_d r_{в.к}}{i_{T_1}} \frac{км}{ч},$$

где i_{T_1} — силовое и скоростное передаточное число трансмиссии между двигателем и отстающей гусеницей при повороте с радиусом $R = R_p$; $i_{T_1} = \frac{i_{\kappa} i_d (1+k) i_{6.п}}{k i_d - 2i_{\kappa}}$.

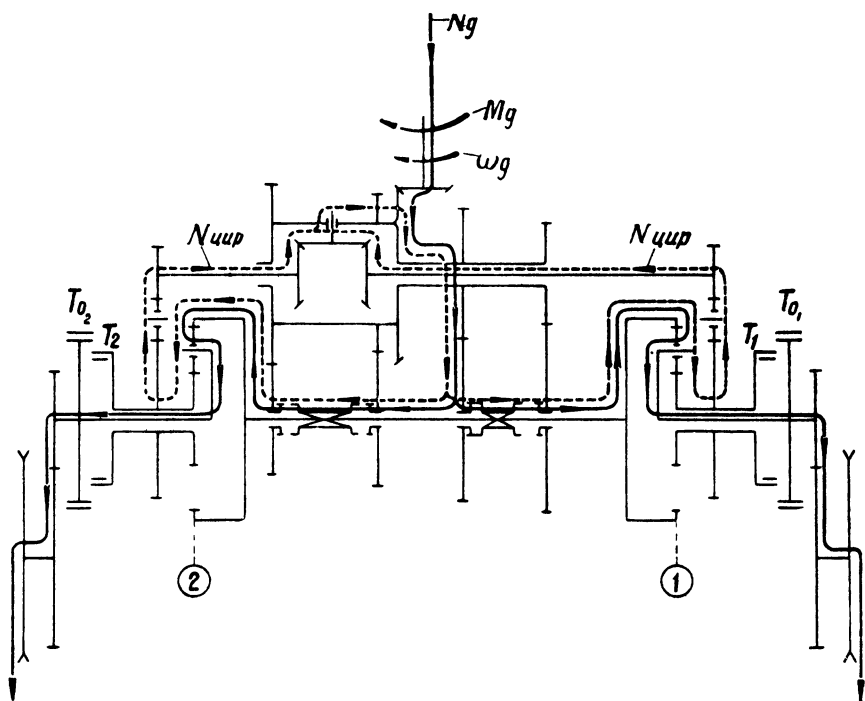


Рис. 138

План скоростей танка при повороте с радиусом $R=R_p$ показан на рис. 139.

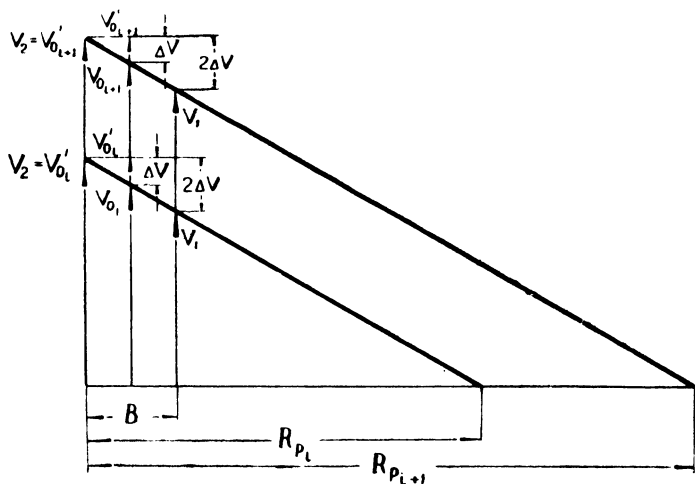


Рис. 139

Из плана скоростей получим

$$R_p = \frac{B}{\Delta v} v_0 + \frac{B}{2} \quad \text{или} \quad R_p = c v_0 + \frac{B}{2},$$

где $c = \frac{B}{\Delta v} = \text{const}$ для всех передач.

Подставив в последнюю формулу значения v_0 и Δv , выраженные через передаточные числа, получим

$$R_p = \frac{B}{2} \cdot \frac{k i_d}{i_k}. \quad (134)$$

Таким образом, и для данного варианта механизма поворота зависимость $R_p = f(v_0)$ будет та же, что и в предыдущих случаях.

б) Мощностной баланс танка при повороте с многорадиусными механизмами поворота первого типа и тяговая характеристика поворота

Мощностной баланс при повороте танка ранее был рассмотрен в общем виде для всех механизмов поворота данного типа на осно-

вании общих для данного типа механизмов динамических свойств без разбора конструктивных схем этих механизмов.

Не рассматривая конструктивные схемы, нельзя определить отдельные величины, входящие в мощностной баланс. В частности, нельзя определить мощность, затрачиваемую на трение в трансмиссии, поскольку неизвестно количество пар шестерен, работающих при повороте танка. При рассмотрении конструктивных схем можно решить задачу численного определения к. п. д. цепей механизмов, через которые передается мощность от двигателя и от отстающей гусеницы.

Конструктивные схемы механизмов позволяют проследить процесс рекуперации мощности, а также процесс передачи мощности от двигателя к забегающей гусенице и к управляемым фрикционным элементам, т. е. позволяют проанализировать работу механизма при повороте.

Мощностной баланс рассмотрим только для наиболее типичного случая поворота, а именно: для случая, когда сила P_1 является тормозной силой.

При составлении мощностного баланса для случая поворота с радиусом $R > R_p$ на основании общих для данного типа механизмов динамических свойств определение мощности двигателя основывалось на положении, что пробуксовка управляемого фрикционного элемента не изменяет соотношение между моментами, подведенными к трансмиссии со стороны двигателя и ведущих колес, и остается тем же, как и при повороте с расчетным радиусом, когда механизм поворота является механизмом с одной степенью свободы.

При наличии конструктивной схемы это общее для всех механизмов поворота данного типа динамическое свойство можно подтвердить, рассматривая равновесие отдельных элементов трансмиссии.

Как известно, соотношение между моментами, подведенными к валам трансмиссии со стороны двигателя и ведущих колес, будет следующим:

$$M_{дп} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{\tau_2} \eta_{\tau}} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_p}{i_{\tau_1} \eta_{\tau}},$$

где i_{τ_2} — силовое и скоростное передаточное число между двигателем и забегающей гусеницей при повороте с радиусом $R = R_p$ без учета потерь на трение; $i_{\tau_2} =$

$$= i_{\tau} \frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p};$$

i_{τ_1} — то же между двигателем и отстающей гусеницей;

$$i_{\tau_1} = i_{\tau} \frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p - B};$$

i_{τ} — силовое передаточное число между двигателем и гусеницами при прямолинейном движении.

При повороте с радиусом $R > R_p$ передаточные числа i_{τ_2} и i_{τ_1} будут только силовыми передаточными числами между двигателем и гусеницами.

Действительно, пробуксовка фрикционов Φ_2 и Φ_1 в механизме поворота, изображенном на рис. 131, или пробуксовка тормоза T_1 или T_2 в механизме поворота (см. рис. 136) не изменяет соотношения моментов, действующих на отдельные элементы трансмиссии. Соотношения этих моментов будут такими же, как и при полном включении этих фрикционных элементов. Пробуксовка фрикционных элементов изменяет лишь скоростные передаточные числа.

При повороте с радиусом $R > R_p$ момент двигателя $M_{дп}$, выраженный через силы P_2 и P_1 (и те же силовые передаточные числа), будет представлен тем же уравнением. Угловая скорость двигателя остается без изменения и, следовательно, мощность двигателя при повороте с радиусом $R > R_p$ можно выразить той же формулой, что и для случая поворота с расчетным радиусом. В этом случае силы P_2 и P_1 численно изменятся в соответствии с изменением сопротивления повороту при большем радиусе.

Рассмотрим это положение более подробно на примере механизмов поворота первой и третьей групп.

При повороте вправо в механизме (см. рис. 131) включаются фрикцион Φ_3 (или Φ_4) и фрикцион Φ_2 . Включение фрикциона Φ_3 или Φ_4 изменяет передаточное число дополнительного привода. При включении фрикциона Φ_2 солнечная шестерня второго планетарного ряда будет вращаться в ту же сторону, что и эпициклическая шестерня этого ряда; солнечная же шестерня первого планетарного ряда будет вращаться с той же угловой скоростью, но в обратную сторону. Определим для этого случая направления потоков мощности в механизме.

На рис. 140 показан план скоростей первого планетарного ряда и нанесены внешние силы, действующие на сателлит со стороны сопрягаемых деталей. Отстающая гусеница через бортовую передачу будет вращать водило. Мощность с отстающей гусеницы будет передаваться на водило и далее на сателлиты. Солнечная шестерня будет вращаться от двигателя через дополнительный привод в обратную сторону по отношению к направлению вращения эпициклической шестерни. Мощность от двигателя будет передаваться также на сателлит, поскольку солнечная шестерня является ведущей деталью по отношению к сателлиту. Эпициклическая шестерня является ведомой деталью. Для того чтобы заставить вращаться солнечную шестерню первого планетарного ряда, необходимо приложить со стороны двигателя к дополнительному приводу момент, равный

$$\Delta M_{д1} = \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п}}{i_{б.п} (1 + k) i_{д} \gamma_{доп} \gamma_{п.м}}.$$

На рис. 141 показан план скоростей второго планетарного ряда и нанесены внешние силы, действующие на сателлит со стороны сопрягаемых деталей. Согласно схеме сил и плану скоростей, эпициклическая и солнечная шестерни яв-

ляются ведущими деталями, а водило — ведомой. Мощность на солнечную шестерню будет передаваться от двигателя через дополнительный привод, а на эпициклическую шестерню от двигателя через коробку передач. Для того чтобы вращать солнечную шестерню второго планетарного ряда, необходимо от двигателя к дополнительному приводу приложить момент, равный

$$\Delta M_{д2} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} (1+k) i_{д} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп}}$$

Следовательно, в рассматриваемом случае мощность от двигателя поступает к солнечной шестерне как первого, так и второго планетарного ряда.

Кроме того, мощность от двигателя поступает через коробку передач на главный вал. По условию равновесия главного вала коробки передач к нему необходимо подвести от двигателя момент M_0 .

Определим крутящий момент двигателя, необходимый для передачи на главный вал коробки передач. Уравнение равновесия главного вала коробки передач будет (рис. 142)

$$M_0 = M'_2 - M'_1,$$

где

$$M_0 = \Delta M_{д3} i_{к} \eta_{к.п};$$

$$M'_2 = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}};$$

$$M'_1 = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k}} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}.$$

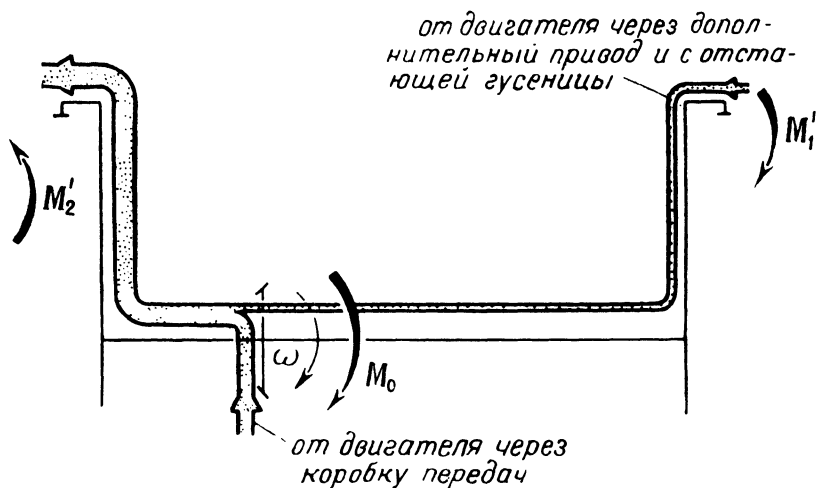


Рис. 142

Подставляя значения M_0 , M'_2 и M'_1 в уравнение равновесия главного вала коробки передач, определим крутящий момент двигателя, необходимый для передачи на главный вал коробки,

$$\Delta M_{д3} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \gamma_{к.п} \gamma_{п.м} \gamma_{б.п} \gamma_{г.д}} - \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п} \gamma_{п.м}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \gamma_{к.п}}$$

Полный крутящий момент двигателя равен

$$\begin{aligned} M_{дп} = \Delta M_{д1} + M_{д2} + M_{д3} = & \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п}}{i_{б.п} (1+k) i_{д} \gamma_{доп} \gamma_{п.м}} + \\ + & \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} (1+k) i_{д} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п} \gamma_{п.м} \gamma_{доп}} + \frac{P_2 r_{в.к}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \gamma_{к.п} \gamma_{п.м} \gamma_{б.п} \gamma_{г.д}} - \\ - & \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п} \gamma_{п.м}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \gamma_{к.п}} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{г2} \gamma_{г}} - \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г}}{i_{г1} \gamma_{г}}, \end{aligned}$$

где

$$\gamma_{п.м}^3 \gamma_{доп} \gamma_{б.п} \gamma_{г.д} \approx \gamma_{г};$$

$$\gamma_{г} = \gamma_{г.д}^2 \gamma_{б.п}^2 \gamma_{п.м}^2;$$

$$\gamma_{г} = \gamma_{к.п} \gamma_{п.м} \gamma_{б.п} \gamma_{г.д};$$

$$i_{г2} = \frac{i_k i_{д} (1+k) i_{б.п}}{k i_{д} + i_k};$$

$$i_{г1} = \frac{i_k i_{д} (1+k) i_{б.п}}{k i_{д} - i_k}.$$

Таким образом, нами получено то же выражение для крутящего момента двигателя, которое было выведено из мощностного баланса.

При пробуксовке фрикциона Φ_2 изменятся скорости вращения солнечных шестерен, а вместе с этим скорости водил и скорости гусениц, но выражения для моментов $\Delta M_{д1}$, $\Delta M_{д2}$, $\Delta M_{д3}$ останутся теми же.

Действительно, формула момента

$$\Delta M_{д1} = \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п}}{i_{б.п} (1+k) i_{д} \gamma_{доп} \gamma_{п.м}}$$

остается без изменения, так как передаточное число бортовой передачи останется тем же; точно так же останется без изменения и силовое передаточное число между водилом и солнечной шестерней.

Что касается силового передаточного числа между двигателем и солнечной шестерней, то пробуксовка фрикциона Φ_2 также его не изменит, поскольку момент на ведущих дисках фрикциона равен моменту на ведомых, передаточное силовое число буксующего фрикциона равно единице, как и передаточное число при полном его включении.

То же можно сказать и о моментах $\Delta M_{д2}$ и $\Delta M_{д3}$. Формула момента $\Delta M_{д2}$ не изменяется на основании тех же соображений, что и формула момента $\Delta M_{д1}$. Что касается момента $\Delta M_{д3}$, то передаточные числа $i_k, i_{б.п}$ остаются теми же, а силовые передаточные числа планетарных механизмов $\frac{1+k}{k}$ при изменении скорости вращения солнечных шестерен остаются также без изменения.

На рис. 143 показана схема трансмиссии танка Т-VI с указанием потоков мощности и внешних моментов, действующих на нее со стороны гусениц и двигателя при повороте танка вправо. Поток мощности, затрачиваемой на трение в фрикционе Φ_2 , обозначен через N_T .

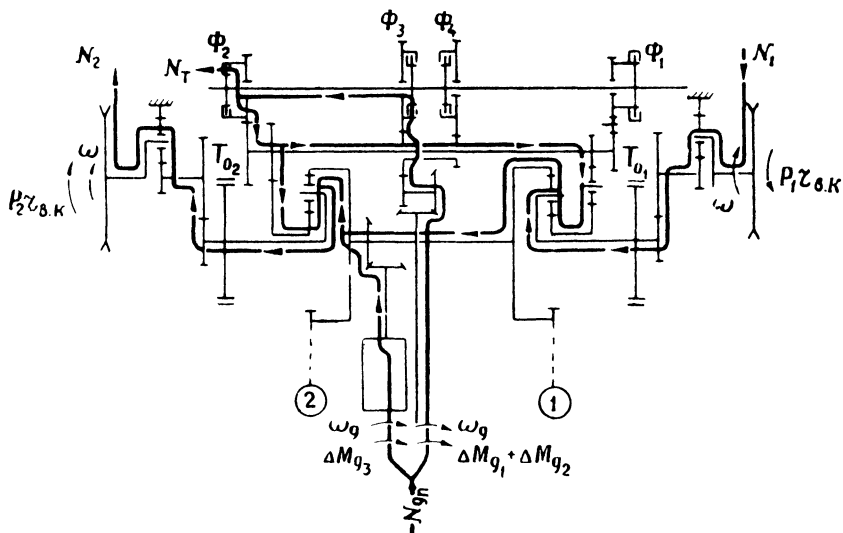


Рис. 143

В данном механизме вся мощность с отстающей гусеницы передается на забегающую, но при повороте с радиусом $R > R_p$ этот процесс сопровождается потерями на трение в фрикционе Φ_2 , куда мощность поступает непосредственно от двигателя через дополнительный привод и фрикцион.

В механизме поворота третьей группы (см. рис. 136) при полном включении тормоза T_2 солнечная шестерня второго планетарного ряда будет неподвижна, поворот будет происходить вправо с расчетным радиусом. Отстающая гусеница, поскольку сила P_1 направлена против движения, будет ведущей по отношению к ведущему колесу, водилу и эпициклической шестерне первого планетарного ряда, точно так же, как и солнечная шестерня этого ряда по отношению к этой же эпициклической шестерне.

На рис. 144 показан план скоростей планетарного ряда и нанесены внешние силы, действующие на спутник со стороны сопрягаемых деталей — водила, солнечной и эпициклической шестерен. Здесь же приведена схема потоков мощностей в этом узле. Для того чтобы вращать солнечную шестерню первого планетарного ряда от двигателя к первичному валу коробки передач, нужно приложить крутящий момент, равный

$$\Delta M_{д_1} = \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д} \eta_{б.п}}{(1+k) i_{б.п} \frac{i_{д}}{2} \eta_{доп} \eta_{п.м}}$$

Передаточное число между двигателем и солнечной шестерней первого планетарного ряда по дополнительному приводу равно $\frac{i_{д}}{2}$. Вне зависимости от того, неподвижна ли левая полуось, как при повороте с расчетным радиусом, или она вращается в случае поворота с радиусом $R > R_p$, силовое передаточное число от оси сателлита до солнечной шестерни правой полуоси дифференциала будет равно $\frac{1}{2}$, как и передаточное число до левой полуоси.

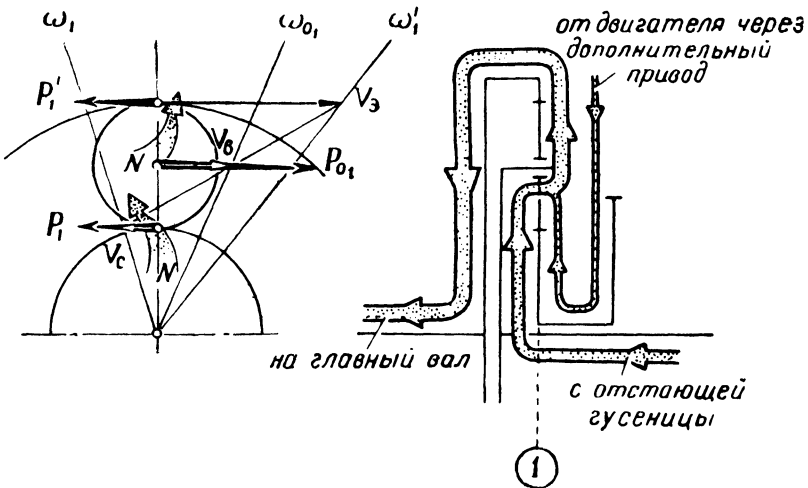


Рис. 144

По условию равновесия главного вала коробки (рис. 145) от двигателя к главному валу коробки должен быть подведен момент, равный

$$M_0 = M_2' - M_1',$$

где

$$M_0 = \Delta M_{д_2} i_k \eta_{к.п};$$

$\Delta M_{д_2}$ — момент от двигателя;

$$M_2' = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}};$$

$$M_1' = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}}.$$

Подставляя значения M_0 , M_2' и M_1' в уравнение равновесия главного вала коробки передач, получим

$$\Delta M_{д_2} i_k \gamma_{к.п} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}} - \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k}} \gamma_{г.д} \gamma_{б.п} \gamma_{п.м}$$

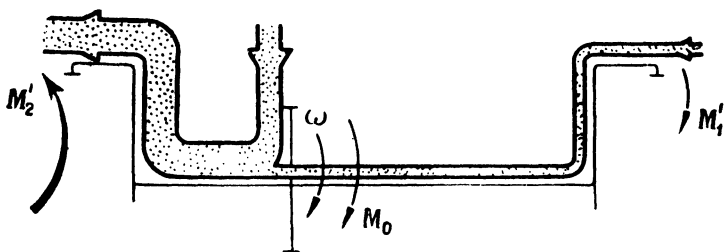


Рис. 145

Откуда крутящий момент двигателя, необходимый для создания момента M_0 на главном валу коробки передач, будет равен

$$\Delta M_{д_2} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \eta_{к.п} \eta_{п.м} \eta_{б.п} \eta_{г.д}} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д} \gamma_{б.п} \eta_{п.м}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \eta_{к.п}}$$

Полный крутящий момент двигателя, приложенный к первичному валу коробки передач, будет равен

$$M_{д_п} = \Delta M_{д_1} + \Delta M_{д_2} = \frac{P_1 r_{в.к} \gamma_{г.д} \eta_{б.п}}{(1+k) i_{б.п} \frac{i_d}{2} \eta_{доп} \eta_{п.м}} + \frac{P_2 r_{в.к}}{i_k i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{к.п} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}}{i_k i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{к.п}}$$

Учитывая, что

$$i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} = i_{т_2};$$

$$\frac{i_k i_d (1+k) i_{б.п}}{k i_{л} - 2 i_k} = i_{т_1};$$

$$\eta_{к.п} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \approx \eta_{т};$$

$$\eta_{г.д}^2 \eta_{б.п}^2 \eta_{п.м}^2 = \eta_{р};$$

$$\eta_{доп} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}^3 \approx \eta_{т};$$

где η_T — к.п.д. танка при прямолинейном движении, получим

$$M_{дп} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{T_2} \eta_T} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{TP}}{i_{T_1} \eta_T}.$$

Таким образом, нами получено то же выражение для крутящего момента двигателя, которое было выведено из мощностного баланса.

При пробуксовке тормоза T_2 , т. е. при повороте с радиусом $R > R_p$, условия равновесия механизма не изменятся. Момент $\Delta M_{д1}$, приложенный от двигателя к первичному валу коробки передач для того, чтобы вращать солнечную шестерню первого планетарного ряда в обратную сторону по отношению к направлению вращения эпициклической шестерни, будет тем же при данной силе торможения гусеницы P_1 , несмотря на то, что солнечная шестерня дифференциала вместе с левой полусью начнет вращаться в результате воздействия на нее сателлита дифференциала.

Сателлит воздействует на левую солнечную шестерню дифференциала и при неподвижной оси, когда она удерживается от вращения тормозом T_2 .

Силовое передаточное число между двигателем и солнечной шестерней первого планетарного ряда и в этом случае будет равно $\frac{i_d}{2}$. Скоростное же передаточное число изменится с уменьшением скорости вращения солнечной шестерни первого планетарного ряда.

Момент $\Delta M_{д2}$, приложенный от двигателя к первичному валу коробки передач для обеспечения момента M_0 на ее главном валу, также не изменится, поскольку не изменятся силовые передаточные числа между главным валом и гусеницами.

На рис. 146 показана схема этого механизма поворота танка с указанием направления потоков мощности и внешних моментов, действующих на трансмиссию: $M_{дп} = \Delta M_{д1} + \Delta M_{д2}$, $M_2 = P_2 r_{в.к}$ и $M_1 = P_1 r_{в.к}$.

Поток мощности в тормоз показан пунктиром.

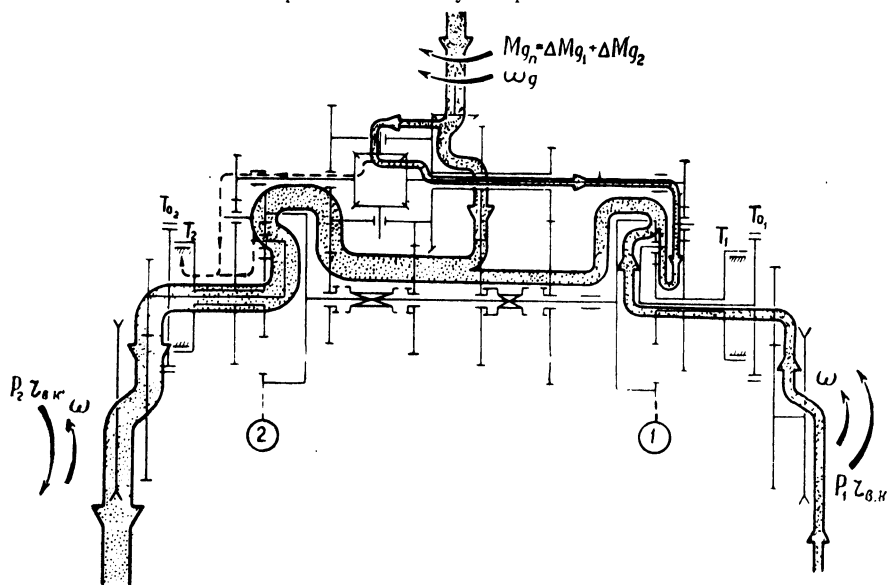


Рис. 146

В данном случае в тормоз мощность идет с левой полуоси дифференциала и с солнечной шестерни (при прямолинейном движении мощность с солнечной шестерни идет на коробку дифференциала).

Поток мощности от дифференциала к тормозу прекратится при $P_1 = 0$. Тогда в тормоз будет поступать мощность только со стороны солнечной шестерни второго планетарного ряда. При изменении направления силы P_1 , т. е. при повороте с радиусом $R > R_c$, появятся, как и при прямолинейном движении, циркулирующие паразитические потоки мощности.

В тормоз мощность со стороны солнечной шестерни будет поступать до тех пор, пока сила P_1 не уравнивается по величине с силой P_2 .

Таким образом, в этом механизме мощность с отстающей гусеницы передается на главный вал коробки передач, где эта мощность сливается с потоком мощности, поступающим от двигателя. Часть этого общего потока мощности поступает в тормоз T_2 , а основная часть передается через бортовую передачу на забегающую гусеницу. Кроме того, как было установлено выше, одновременно с этим от двигателя через дифференциал в тормоз поступает мощность, которая также расходуется на трение. Поэтому нельзя говорить, что не вся мощность с отстающей гусеницы передается на забегающую. Более правильно будет сказать, что процесс передачи мощности с отстающей гусеницы на забегающую сопровождается потерями мощности двигателя в тормоз.

После подстановки в формулу мощности значения $M_{дн}$, выраженного через силы P_2 и P_1 и i_T и R_p , получим

$$N_{дн}' = \frac{M_{дн} \omega_d}{75} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_T},$$

или

$$N_{дн} = \frac{f_2 R_p - f_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{G v_0}{270 \eta_T} = f_n \frac{G v_0}{270 \eta_T},$$

где f_n — удельное сопротивление повороту или потребная удельная сила тяги при повороте;

$$f_n = \frac{f_2 R_p - f_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}}.$$

При оценке тяговых качеств танка при повороте мы будем сопоставлять f_n с f_d .

Мощность внешних сопротивлений равна

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270} = \frac{P_2 R - P_1 (R - B)}{R - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270}.$$

Тормозную мощность определяем как разность $N_{дн}$ и $N_{до}$

$$N_T' = N_{дн} - N_{до} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_T} -$$

$$-\frac{P_2 R - P_1 (R - B) \eta_p}{R - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_r} = \frac{(P_2 + P_1 \eta_p) (R - R_p) \frac{B}{2} v_0}{\left(R - \frac{B}{2}\right) \left(R_p - \frac{B}{2}\right) 270 \eta_r}.$$

Из формулы видно, что мощность в тормоз будет расходоваться и при повороте, когда сила $P_1 = 0$.

Мощность на забегающей гусенице, приведенная к двигателю, будет равна

$$N_2' = \frac{N_2}{\eta_r} = P_2 \frac{R}{R - \frac{B}{2}} \frac{v_0}{270 \eta_r}.$$

Мощность рекуперации равна

$$\begin{aligned} N_p = N_2' - N_{дп} &= \left[P_2 \frac{R}{R - \frac{B}{2}} - \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}} \right] \frac{v_0}{270 \eta_r} = \\ &= \frac{P_1 (R_p - B) \left(R - \frac{B}{2}\right) \eta_p - P_2 (R - R_p) \frac{B}{2}}{\left(R - \frac{B}{2}\right) \left(R_p - \frac{B}{2}\right)} \frac{v_0}{270 \eta_r}. \end{aligned}$$

Из формулы видно, что мощность рекуперации будет равна нулю, когда сила P_1 еще не равна нулю. В этом случае с отстающей гусеницы на забегающую будет передаваться мощность, но одновременно с этим будет расходоваться мощность двигателя в тормозе механизма поворота и последняя будет равна мощности, передаваемой с отстающей гусеницы.

Мощность, затрачиваемая на трение в трансмиссии и в гусеничном движителе, равна

$$N_{тр} = N_{дп} - N_o - N_r'.$$

На рис. 147, 148 и 149 показаны тяговые характеристики поворота английских танков МК-IV, «Кромвель» и немецкого танка Т-VI, оборудованных механизмами поворота дифференциального типа.

Расчеты приведены для случая движения по грунту, характеризующему коэффициентами сопротивления движению $\mu_{\max} = 0,8$ и $f = 0,07$.

Сопоставляя значение f_n с f_d , можно сделать следующие выводы. Английские танки обеспечивают равномерный поворот на горизонтальном участке местности только на низших передачах. При этом запас тяговых возможностей незначителен, так что не обеспечивается равномерный поворот даже на небольших подъемах.

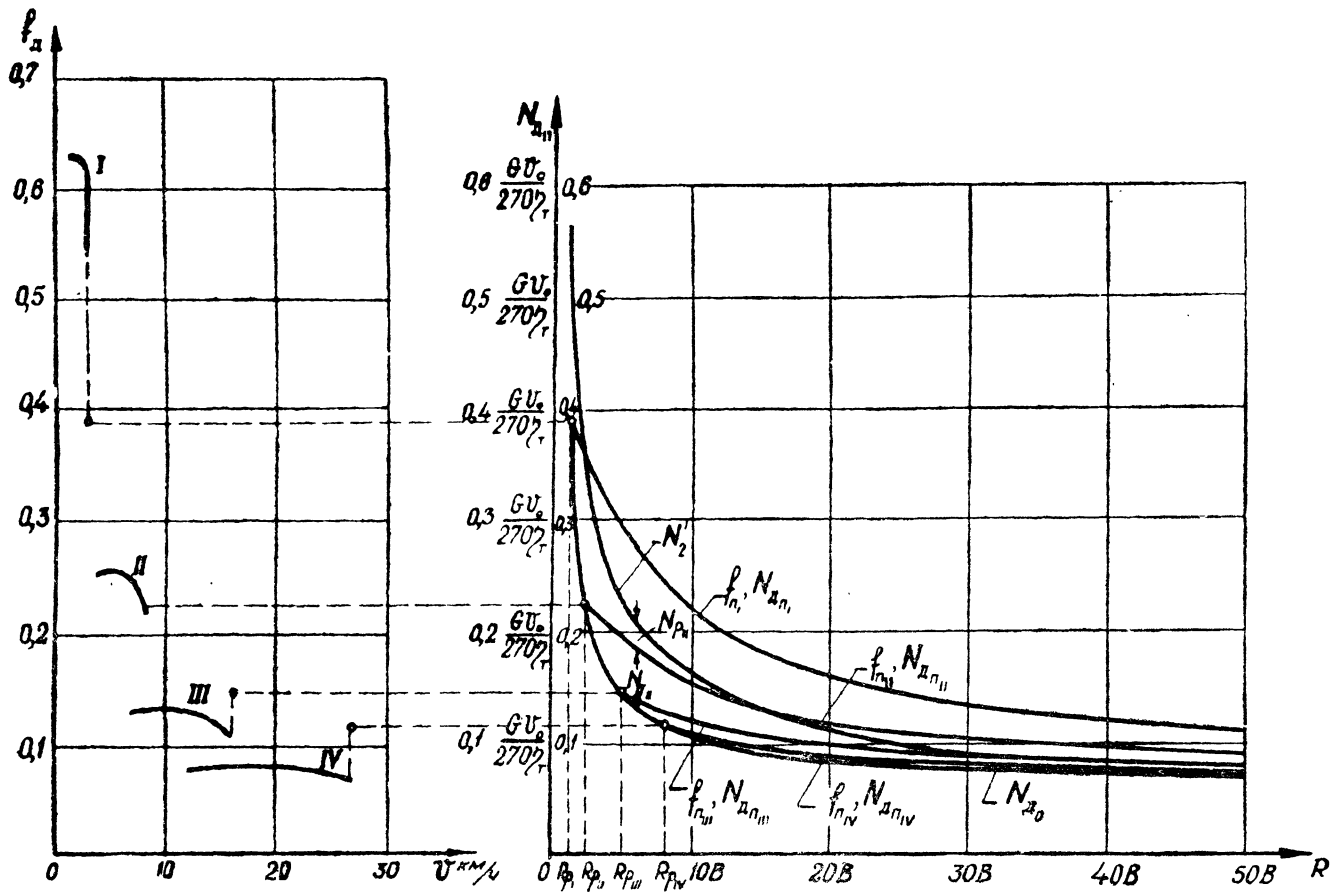


Рис. 147

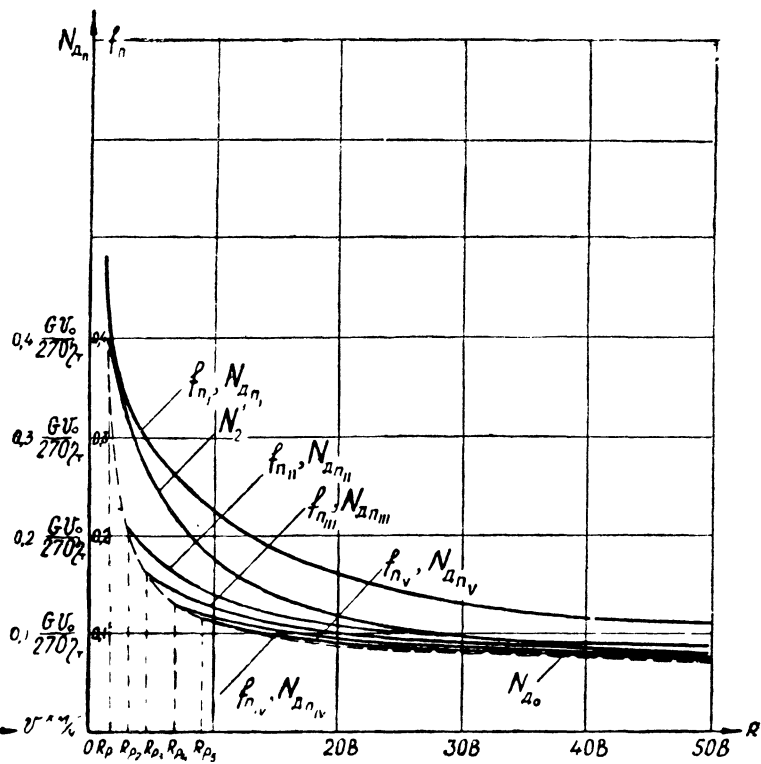
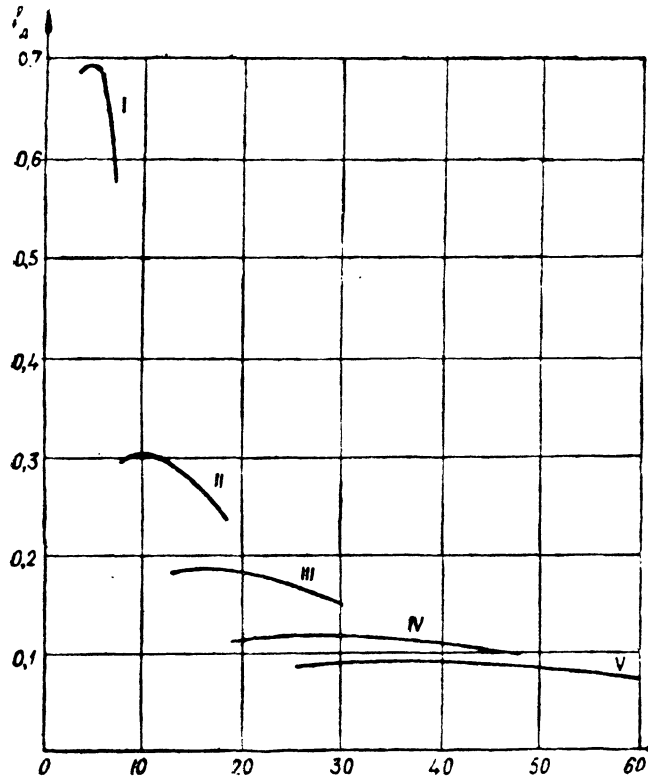


Рис. 148

Наличие в танке Т-VI двух расчетных радиусов на каждой передаче обеспечивает равномерный поворот на всех передачах. На низших передачах возможен равномерный поворот и в более тяжелых условиях, чем были приняты в расчетах, т. е. танк может поворачиваться на подъемах. Более высокие тяговые качества при повороте танка Т-VI по сравнению с тяговыми качествами английских танков МК-IV и «Кромвель» объясняются завышенными значениями расчетных радиусов поворота, в то время как английские танки имеют малые значения расчетных радиусов поворота.

2. Механизмы поворота второго типа с двойным подводом мощности

В практике танкостроения применяются только два варианта механизмов второго типа с двойным подводом мощности.

Первая группа механизмов второго типа. При прямолинейном движении обе солнечные шестерни неподвижны, а при повороте солнечная шестерня планетарного механизма отстающей стороны вращается от двигателя в обратную сторону вращения эпициклической шестерни. Скорость вращения солнечной шестерни при данных оборотах двигателя при повороте с расчетными радиусами постоянная на всех передачах.

Вторая группа механизмов второго типа. При прямолинейном движении обе солнечные шестерни вращаются в ту же сторону, что и эпициклические шестерни. Скорость вращения солнечных шестерен при данных оборотах двигателя постоянная на всех передачах. При повороте с расчетными радиусами солнечная шестерня механизма отстающей стороны неподвижна.

Третий вариант механизма поворота с солнечными шестернями, вращающимися при прямолинейном движении в обратную сторону, в принципе возможно осуществить, но конструкция такого механизма будет значительно сложнее других вариантов. Во всех механизмах для остановки солнечной шестерни мы используем тормоз, что не представляет при конструктивном оформлении механизма каких-либо трудностей. В случае применения третьего варианта механизма поворота необходимо будет при повороте солнечную шестерню отстающей стороны вращать в обратную сторону с большей скоростью по отношению к вращению солнечной шестерни забегающей стороны. Это вызовет значительное усложнение конструкции дополнительного привода.

а) Кинематика танка с многорадиусными механизмами поворота второго типа

Первая группа механизмов поворота второго типа. По этому принципу построен, например, механизм поворота танка Т-V (рис. 150).

При прямолинейном движении в отличие от двухступенчатого планетарного механизма поворота в механизме поворота танка Т-V

фрикционы Φ_1 и Φ_2 выключены, а тормоза T_1 и T_2 затянуты. В этом случае водила будут вращаться с меньшей скоростью, чем эпициклические шестерни, т. е. планетарные механизмы работают как редукторы, повышающие крутящий момент и уменьшающие скорость вращения ведущих колес гусениц.

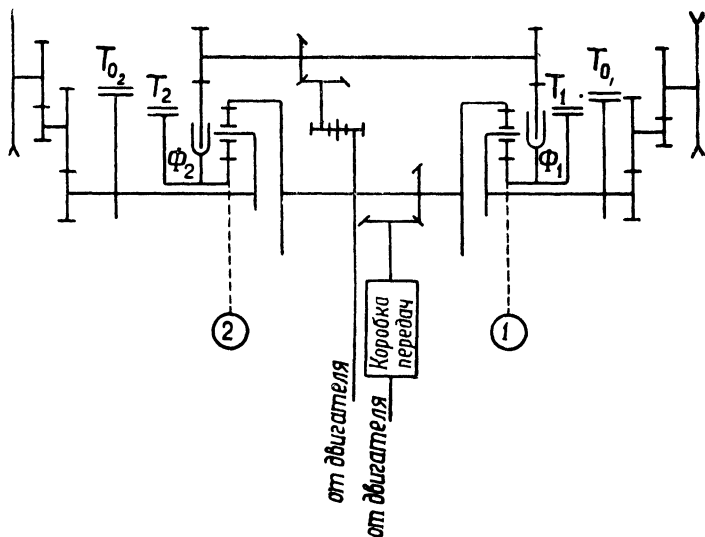


Рис. 150

При повороте, например, направо тормоз T_1 выключается и включается фрикцион Φ_1 . В этом случае солнечная шестерня первого планетарного ряда будет вращаться от двигателя через дополнительный привод. Направление вращения солнечной шестерни при данной схеме механизма будет обратное направлению вращения эпициклической шестерни. Передаточные числа коробки передач и дополнительного привода выбираются таким образом, чтобы при повороте на любой передаче направление вращения водила совпадало с направлением вращения эпициклической шестерни, несмотря на то, что солнечная шестерня вращается в противоположную сторону.

На низших передачах угловая скорость эпициклической шестерни меньше, чем на высших, а угловая скорость солнечной шестерни будет постоянной на всех передачах, что приводит к различным соотношениям угловых скоростей водила первого и второго рядов на разных передачах, а следовательно, к различным соотношениям скоростей гусениц и к различным радиусам поворота.

При полностью включенном фрикционе радиусы поворота будут расчетными.

Рассмотрим кинематику механизма и танка при прямолинейном движении.

Угловые скорости водила первого и второго планетарных рядов при неподвижных солнечных шестернях будут равны

$$\omega_{o_1} = \frac{k \omega'_1}{1+k}; \quad \omega_{o_2} = \frac{k \omega'_2}{1+k}.$$

Угловые скорости эпициклических шестерен равны

$$\omega'_1 = \omega'_2 = \frac{\omega_d}{i_k},$$

где i_k — передаточное число трансмиссии от двигателя до эпициклических шестерен.

Скорости гусениц равны

$$v_1 = v_2 = v_0 = \frac{3,6 \omega_{o_1,2} r_{в.к}}{i_{б.п}} = \frac{3,6 \omega_d r_{п.к}}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} = \frac{3,6 \omega_d r_{п.к}}{i_T},$$

где i_T — передаточное число трансмиссии при прямолинейном движении; $i_T = \frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}$.

Рассмотрим кинематику механизма и танка при повороте.

При повороте танка вправо при включении фрикциона Φ_1 угловая скорость водила второго планетарного ряда и скорость забгающей гусеницы будут такими же, как и при прямолинейном движении.

Угловая скорость водила первого планетарного ряда будет равна

$$\omega_{o_1} = \frac{\omega'_1}{1+k} - \frac{\omega_1}{1+k}.$$

Так как

$$\omega'_1 = \frac{\omega_d}{i_k}, \quad \text{а} \quad \omega_1 = \frac{\omega_d}{i_d},$$

где i_d — передаточное число дополнительного привода от двигателя до солнечной шестерни,

то

$$\omega_{o_1} = \frac{\omega_d}{\frac{1+k}{k} i_k} - \frac{\omega_d}{(1+k) i_d}.$$

Скорость отстающей гусеницы будет равна

$$v_1 = \frac{3,6 \omega_0 r_{в.к}}{i_{б.п}} = \frac{3,6 \omega_d r_{в.к}}{\frac{1+k}{k} i_k i_{б.п}} = \frac{3,6 \omega_d r_{в.к}}{(1+k) i_d i_{б.п}} =$$

$$= \frac{3,6 \omega_d r_{в.к}}{\frac{i_k i_d (1+k) i_{б.п}}{k i_d - i_k}} = \frac{3,6 \omega_d r_{в.к}}{i_{т_1}},$$

где $i_{т_1}$ — передаточное число трансмиссии от двигателя до отстающей гусеницы.

Скорость отстающей гусеницы можно выразить и как разность скоростей

$$v_1 = v_0 - \Delta v,$$

где $\Delta v = \frac{3,6 \omega_d r_{в.к}}{(1+k) i_d i_{б.п}} = \text{const}$ для всех передач при данной ω_d .

Соответствующий план скоростей танка приведен на рис. 151.

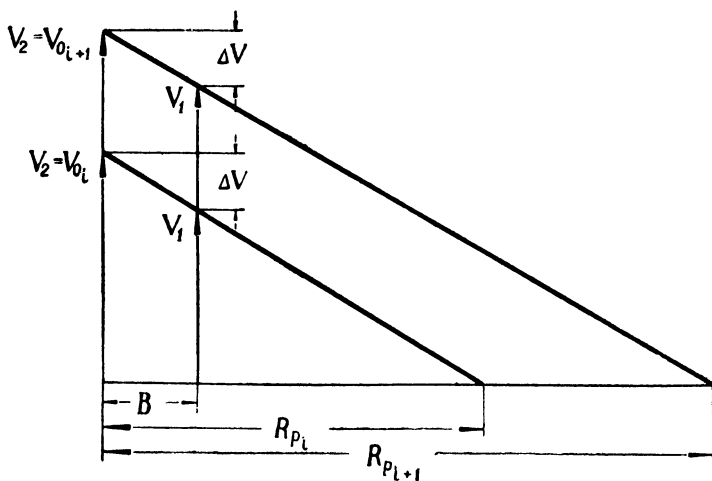


Рис. 151

Из плана скоростей получим

$$\frac{v_0}{R_p} = \frac{v_0 - \Delta v}{R_p - B},$$

откуда

$$R_p = \frac{B}{\Delta v} v_0, \text{ или } R_p = c v_0, \quad (135)$$

где $c = \frac{B}{\Delta v} = \text{const.}$

Подставив значения v_0 и Δv , выраженные через ω_d и передаточные числа, получим

$$R_p = \frac{k i_d}{i_k} B. \quad (136)$$

Таким образом, зависимость $R_p = f(v_0)$ может быть представлена прямой линией, выходящей из начала координат (рис. 152).

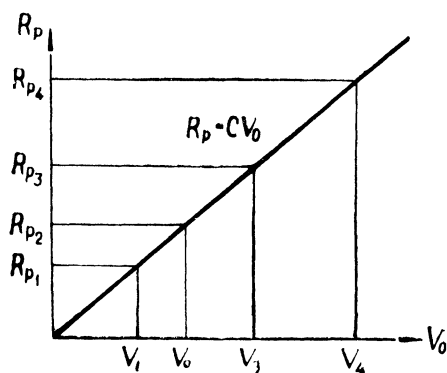


Рис. 152

Вторая группа механизмов поворота второго типа. На рис. 153 изображена схема такого механизма. При прямолинейном движении солнечные шестерни, так же как и эпициклические шестерни, вращаются в одну сторону. При повороте одна солнечная шестерня останавливается.

Рассмотрим кинематику механизма танка при прямолинейном движении.

Угловые скорости солнечных шестерен будут равны

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{\omega_d}{i_d},$$

а угловые скорости эпициклических шестерен

$$\omega'_1 = \omega'_2 = \frac{\omega_d}{i_k}.$$

Так как характеристики первого и второго планетарных рядов одинаковы, то угловые скорости водил этих рядов будут равны

$$\omega_{o_1} = \omega_{o_2}.$$

Скорости гусениц будут равны

$$\begin{aligned} v_1 = v_2 = v_0 &= \frac{3,6 \omega_{o_{1,2}} r_{в.к}}{i_{б.п}} = \frac{3,6 \omega_{д} r_{в.к}}{1+k} + \frac{3,6 \omega_{д} r_{в.к}}{(1+k) i_{д} i_{б.п}} = \\ &= \frac{3,6 \omega_{д} r_{в.к}}{i_{т}}, \end{aligned}$$

где i_t — передаточное число трансмиссии танка;

$$i_t = \frac{i_k i_{д} (1+k) i_{б.п}}{k i_{д} + i_k}.$$

Скорости гусениц можно представить как сумму скоростей

$$v_0 = v_0' + \Delta v,$$

где $v_0' = \frac{3,6 \omega_{д} r_{в.к}}{1+k} \frac{1}{i_k i_{б.п}}$ — различная для разных передач;

$$\Delta v = \frac{3,6 \omega_{д} r_{в.к}}{(1+k) i_{д} i_{б.п}} = \text{const для всех передач при данной } \omega_{д}.$$

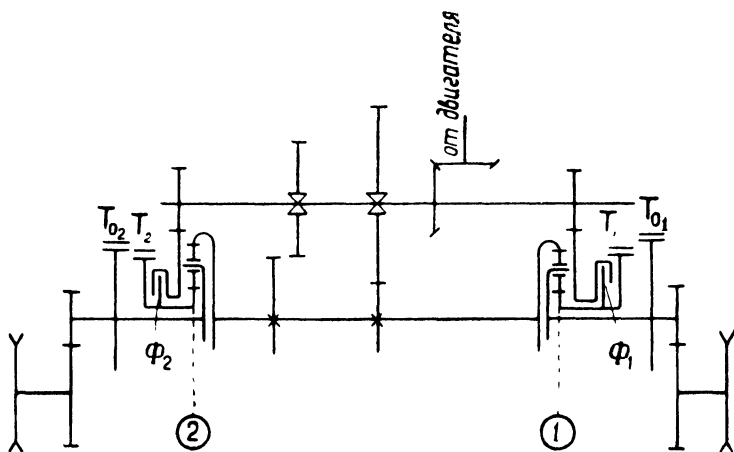


Рис. 153

Данный механизм, как и механизм второй группы первого типа, уменьшает диапазон скоростей по сравнению с диапазоном, который был бы обеспечен при неподвижных солнечных шестернях. Диапазон трансмиссии при неподвижных солнечных шестернях равен

$$d_{к. п} = \frac{v'_{он}}{v'_{о_1}} = \frac{i_{к_1}}{i_{к_n}}.$$

Диапазон данной трансмиссии будет равен

$$d_{тр} = \frac{v_{он}}{v_{о_1}} = \frac{ki_d + i_{к_n}}{ki_d + i_{к_1}} d_{к. п} < d_{к. п}.$$

Рассмотрим кинематику танка при повороте. Скорость забегающей гусеницы остается равной ее скорости при прямолинейном движении

$$v_2 = v_0 = v_0' + \Delta v.$$

Скорость отстающей гусеницы при остановленной солнечной шестерне будет равна

$$v_1 = v_0'.$$

План скоростей танка при повороте показан на рис. 154.

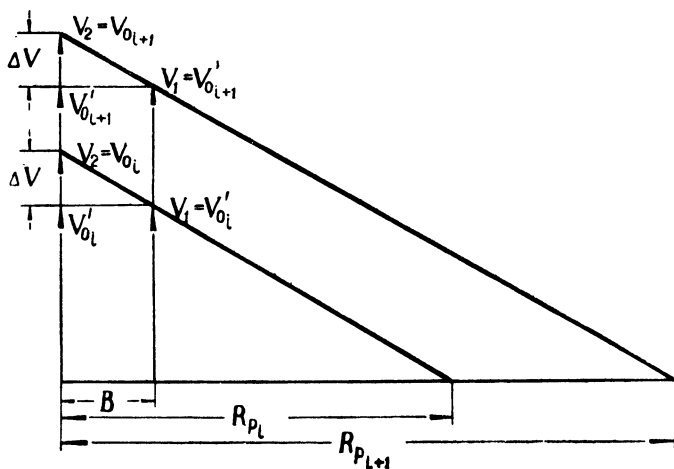


Рис. 154

Из плана скоростей получим

$$R_p = \frac{B}{\Delta v} v_0 = c v_0.$$

или

$$R_p = \left(\frac{ki_a}{i_k} + 1 \right) B. \quad (137)$$

Таким образом, зависимость R_p от v_0 может быть представлена прямой линией, выходящей из начала координат, как и для механизма ранее рассмотренного варианта.

б) Мощностной баланс танка при повороте с механизмами второго типа и тяговая характеристика поворота

Мощностной баланс танка при повороте танка с механизмами поворота второго типа был также рассмотрен в общем виде для всех механизмов этого типа. Мощностной баланс был составлен на основании общих для данного типа механизмов динамических свойств.

При рассмотрении конструктивных схем механизмов, так же как это было проделано на многорадиусных механизмах поворота первого типа, более подробно проанализируем работу механизма второго типа на примере механизма первой группы и особое внимание уделим потокам мощности, что важно при определении к. п. д. трансмиссии, и вопросу соотношения моментов, подведенных к трансмиссии со стороны двигателя и ведущих колес при повороте с радиусом R_p .

Как известно, соотношение между моментами, подведенными к трансмиссии со стороны двигателя и ведущих колес, будет следующим:

$$M_{дн} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{т_2} \eta_T} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{\rho}}{i_{т_1} \eta_T},$$

где $i_{т_2}$ — силовое и скоростное передаточное число между двигателем и забегающей гусеницей без учета потерь на трение при повороте с расчетным радиусом; $i_{т_2} = i_t$;

$i_{т_1}$ — силовое и скоростное передаточное число между двигателем и отстающей гусеницей без учета потерь на трение при повороте также с расчетным радиусом;

$$i_{т_1} = i_t \frac{R_p}{R_p - B}.$$

При повороте с радиусом $R > R_p$ передаточное число $i_{т_2} = i_t$ будет являться и скоростным и силовым передаточным числом между двигателем и забегающей гусеницей; $i_{т_1}$ — только силовым передаточным числом.

Пробуксовка фрикциона Φ_1 или Φ_2 в механизме, изображенном на рис. 150, при повороте танка соответственно вправо или влево или пробуксовка тормозов T_1 и T_2 в механизме второго варианта

(см. рис. 153) не изменяет соотношения между моментами, действующими на отдельные элементы механизма. Эти соотношения остаются такими же, как и при полном включении указанных фрикционов и тормозов при повороте с расчетными радиусами.

В соответствии с этим крутящий момент двигателя можно выразить через силы P_2 и P_1 тем же уравнением, что и при повороте с расчетным радиусом.

Значения сил P_2 и P_1 при повороте с $R > R_p$ будут другими.

К такому же результату придем и рассматривая работу конкретных механизмов поворота.

Рассмотрим этот вопрос на примере механизма поворота танка, схема которого показана на рис. 150.

При повороте танка вправо включается фрикцион Φ_1 и солнечная шестерня будет вращаться в обратную сторону по отношению вращения эпициклической шестерни. В результате скорость вращения водила этого ряда, а вместе с этим и скорость гусеницы уменьшится. Определим направление потоков мощности.

На рис. 155 показан план скоростей первого планетарного ряда, связанного с отстающей гусеницей, и нанесены внешние силы, действующие на сателлит со стороны сопрягаемых деталей. Согласно плану скоростей и схеме сил, солнечная шестерня и водило являются ведущими деталями по отношению к сателлиту, а эпициклическая шестерня — ведомой. Мощность на сателлит будет передаваться от двигателя через дополнительный привод, фрикцион Φ_1 и солнечную шестерню и, кроме того, от отстающей гусеницы мощность будет передаваться через бортовую передачу и водило. С сателлита мощность будет передана на эпициклическую шестерню. Для того чтобы повернуть солнечную шестерню, необходимо от двигателя к дополнительному приводу приложить момент, равный

$$\Delta M_{д1} = \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д} \eta_{б.п}}{i_{б.п}(1+k) i_{д} \eta_{п.м} \eta_{доп}}$$

Отметим, что выражение $\Delta M_{д1}$ останется тем же и при пробуксовке фрикциона Φ_1 , поскольку силовое передаточное число между двигателем и солнечной шестерней $i_{д}$ не изменяется, так как силовое передаточное число фрикциона будет, как и в случае полного включения, равно единице, а момент на ведомом диске равен моменту на ведущих дисках. Скоростное передаточное число между двигателем и солнечной шестерней изменится — солнечная шестерня при пробуксовке фрикциона будет вращаться медленнее.

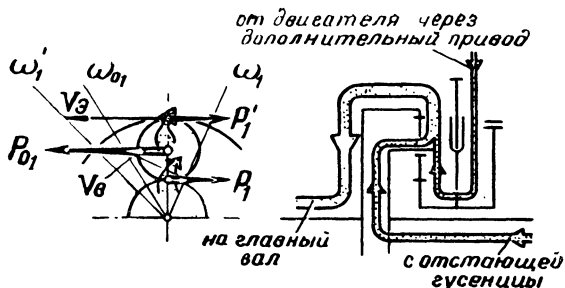


Рис. 155

Кроме момента $\Delta M_{д_1}$, двигатель должен передать на коробку передач и далее на главный вал момент $\Delta M_{д_2}$. Величину этого момента можно определить из условия равновесия главного вала. На рис. 156 показана схема моментов, действующих на главный вал. Уравнение равновесия главного вала будет следующим:

$$M_0 = M_2' - M_1',$$

где

$$M_0 = \Delta M_{д_2} i_k \eta_{к.п};$$

$$M_2' = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}};$$

$$M_1' = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k}} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}.$$

Откуда

$$\Delta M_{д_2} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{к.п}} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \eta_{к.п}}.$$

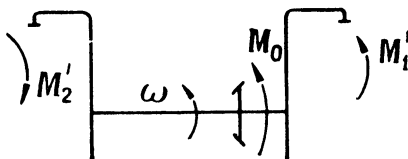


Рис. 156

Суммарный крутящий момент двигателя равен

$$\begin{aligned} M_{дн} &= \Delta M_{д_1} + \Delta M_{д_2} = \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д}^2 \eta_{б.п}^2 \eta_{п.м}^2}{i_{б.п} (1+k) i_d^3 \eta_{п.м}^3 \eta_{длоп} \eta_{г.д} \eta_{б.п}} + \\ &+ \frac{P_2 r_{в.к}}{i_k i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{к.п}} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_{г.д}^2 \eta_{б.п}^2 \eta_{п.м}^2}{i_k \frac{1+k}{k} i_{б.п} \eta_{к.п} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}} = \\ &= \frac{P_2 r_{в.к}}{i_T \eta_T} - \frac{P_1 r_{в.к} \eta_T}{i_T \eta_T}, \end{aligned}$$

где

$$\eta_{п.м}^3 \eta_{длоп} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \approx \eta_T.$$

Таким образом, мы получили то же выражение для крутящего момента двигателя, которое было выведено из мощностного баланса.

На рис. 157 приведена схема трансмиссии танка Т-V с указанием направления потоков мощности и внешних моментов, действующих на трансмиссию при повороте танка вправо.

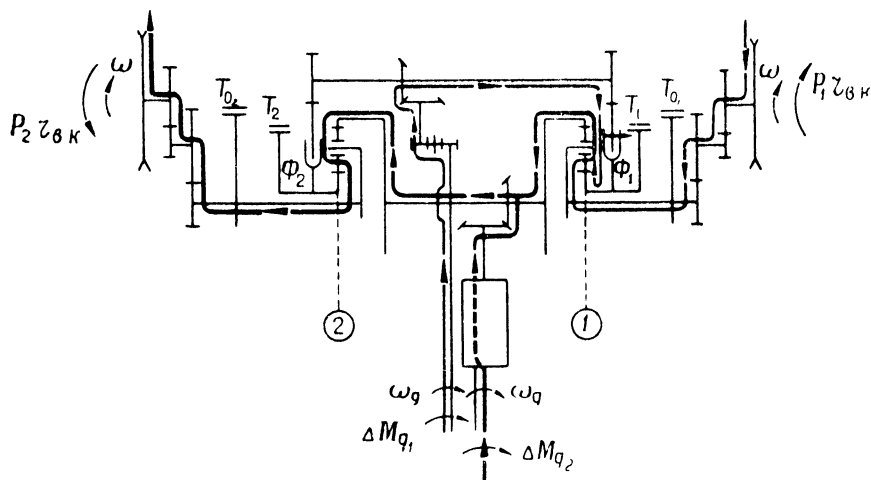


Рис. 157

При повороте с $R > R_p$ вся мощность с отстающей гусеницы передается на забегающую, но этот процесс сопровождается одновременно потерей мощности на трение в буксующем фрикционе Φ_1 , поступающей во фрикцион через дополнительный привод от двигателя.

После подстановки в формулу мощности значения момента $M_{дн}$ получим

$$N_{дн} = \frac{M_{дн} \omega_{дн}}{75} = \frac{P_2 R_p - P_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p} \frac{v_0}{270 \eta_T}$$

Мощность внешних сопротивлений будет равна

$$N_0 = \left(P_2 - P_1 \frac{R - B}{R} \right) \frac{v_0}{270}$$

Тормозную мощность определим как разность мощностей $N_{дн}$ и N_0 .

$$N_T = N_{дн} - N_0 = \frac{P_1 (R - R_p) B \eta_p}{R R_p} \frac{v_0}{270 \eta_T}$$

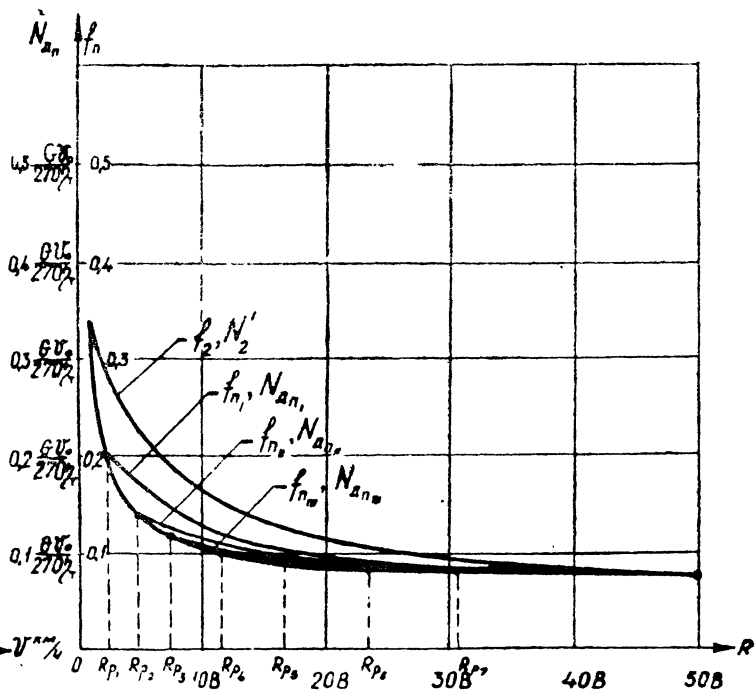
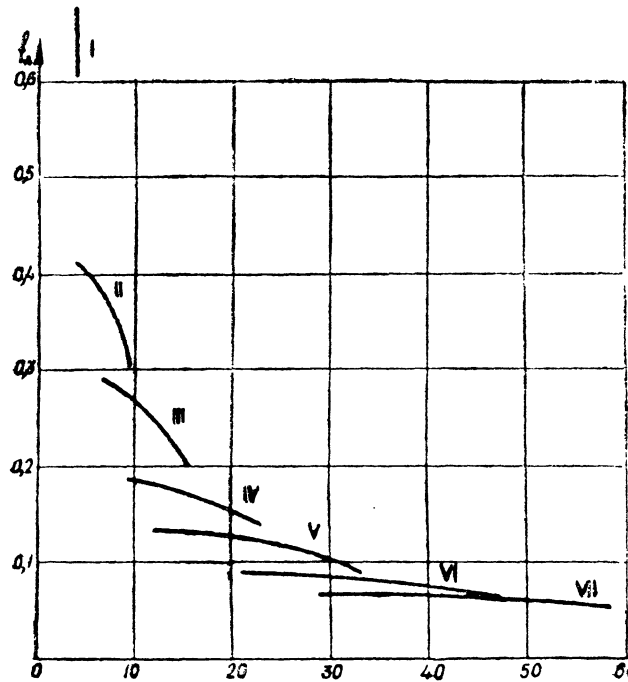


Рис. 158

Мощность рекуперации равна

$$N_p = N_2' - N_{дп} = P_1 \frac{R_p - B}{R_p} \eta_p \frac{v_0}{270 \eta_T}.$$

Мощность, затрачиваемая на трение в трансмиссии гусеничного движителя, равна

$$N_{тр} = N_{дп} - N_0 - N_T'.$$

При оценке тяговых качеств танка при повороте сопоставляем значение удельной силы тяги по двигателю f_d с удельным сопротивлением повороту

$$f_n = \frac{f_2 R_p - f_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p}.$$

На рис. 158 приведена тяговая характеристика поворота танка Т-V с многорадиусным механизмом поворота второго типа для случая движения по грунту, характеризуемому коэффициентами сопротивления движению $\mu_{\max} = 0,8$ и $i = 0,07$.

На всех передачах, кроме VII, возможен равномерный поворот с расчетными радиусами, так как $f_d \geq f_n$.

Такие высокие тяговые качества при повороте объясняются тем, что танк Т-V имеет завышенные значения расчетных радиусов. Так, R_p на VII передаче равен 30,2В.

§ 6. ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ПОВОРОТА ТАНКА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Гидромеханическая трансмиссия может быть как последовательной, так и параллельной. Если к механизму поворота нет параллельного гидропередаче механического привода от двигателя, то преобразующие свойства такой трансмиссии и при повороте и при прямолинейном движении остаются постоянными. Тяговый расчет поворота для таких трансмиссий не отличается от тягового расчета поворота для механических трансмиссий. Построение тяговой характеристики прямолинейного движения, являющейся составной частью тяговой характеристики поворота, изложено в части I.

Параллельные гидромеханические трансмиссии могут иметь такой механический привод, который, минуя гидропередачу, непосредственно соединяет двигатель с механизмом поворота. В этом случае при повороте за счет изменения потоков мощности изменяется доля мощности, идущей через гидропередачу, изменяются и преобразующие свойства трансмиссии. Это не дает возможности использовать тяговую характеристику прямолинейного движения в тяговом расчете поворота. Кроме того, гидропередача может входить в кинематическую цепь, обеспечивающую расчетный радиус поворота, что делает его зависимым от передаточного числа гидро-

передачи. Оба эти явления нужно учитывать при тяговом расчете поворота.

Особенности тягового расчета поворота танка с гидромеханической трансмиссией рассмотрим на примере трансмиссии типа «Кросс-Драйв» (рис. 159).

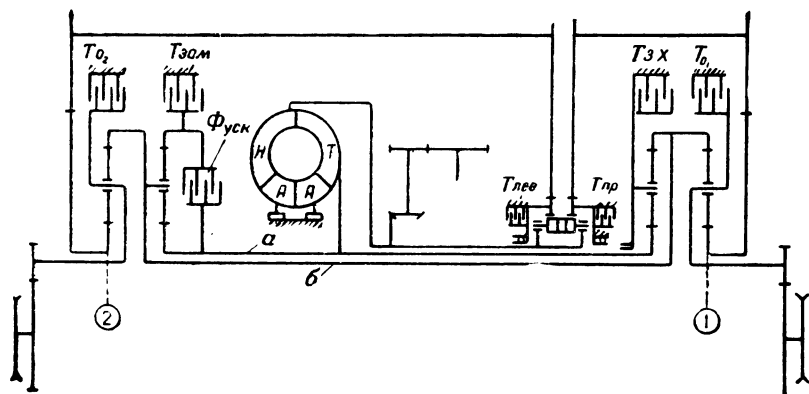


Рис. 159

При движении танка крутящий момент от двигателя через две пары шестерен передается насосу гидропередачи и параллельно через дифференциал и дополнительный привод к солнечным шестерням механизма поворота.

При тяжелых режимах движения танка гидропередача изменяет крутящий момент двигателя, вследствие чего на гусеницах создается большая сила тяги. При более легких режимах ранее неподвижные направляющие аппараты автоматически один за другим освобождаются и свободно вращаются в потоке жидкости. Гидропередача начинает работать сначала с одним неподвижным направляющим аппаратом, а затем как гидромуфта. При этом скорость вращения турбины увеличивается, следовательно, будет увеличиваться и скорость движения танка.

Крутящий момент, возникающий на турбине, передается далее на вал *а*, соединяющий солнечные шестерни демультипликатора и реверса. Реверс при движении танка вперед освобожден от силовых связей (так как тормоз реверса $T_{з.х}$ отпущен) и, следовательно, работает вхолостую. Демультипликатор осуществляет прямую (ускоренную) и замедленную передачи, в соответствии с чем момент от турбины гидротрансформатора без изменения или увеличенный подводится к внутреннему валу *б* эпициклических шестерен механизма поворота (главному валу).

При выключении фрикциона $\Phi_{уск}$ и тормоза $T_{зам}$ демультипликатор освобождается от силовых связей и работает вхолостую

и при этом если не включен тормоз реверса, то трансмиссия будет выключена.

При включении только одного тормоза реверса $T_{з.х}$ крутящий момент от турбины передается через реверс на главный вал $б$ и вал $б$ вращается в обратную сторону.

Поскольку крутящий момент на солнечные шестерни механизма поворота передается параллельным путем через дифференциал и дополнительный привод без паразитных шестерен, направление вращения солнечных шестерен совпадает с направлением вращения эпициклических шестерен при работе демультипликатора и не совпадает при работе реверса.

При одинаковых сопротивлениях движению на обеих гусеницах через солнечные шестерни механизма поворота передаются одинаковые моменты, дифференциал работает как одно целое, сообщая одинаковые обороты солнечным шестерням, и танк движется прямолинейно.

Понятно, что при различном сопротивлении движению на обеих гусеницах танк будет подвержен самопроизвольному уводу.

Для осуществления поворота танка используется принцип относительного изменения скоростей вращения солнечных шестерен двух планетарных рядов, связанных с бортовыми передачами, путем изменения передаточного отношения в дополнительном приводе.

Для этой цели включается один из тормозов, связанных с правой или с левой солнечной шестерней дифференциала дополнительного привода. Например, при затяжке левого тормоза дифференциала правая гусеница будет забегающей.

Для удержания танка на подъеме и для торможения имеются остановочные тормоза T_0 и $T_{0.}$

Рассмотрим равномерный поворот на прямой ступени демультипликатора, когда включен блокировочный фрикцион $\Phi_{\text{уск}}$.

Для поворота вправо необходимо тормозить тормозом $T_{\text{пр}}$ (см. рис. 159), тогда скорость вращения солнечной шестерни первого планетарного ряда механизма поворота будет уменьшаться, а скорость вращения соответствующей шестерни второго ряда — увеличиваться, что приводит к относительному увеличению скорости водила второго ряда и, следовательно, скорости забегающей гусеницы по отношению к скорости отстающей гусеницы.

В соответствии с направлением внешних моментов, действующих на водила второго и первого планетарных рядов со стороны сопрягаемых с ними валов бортовых передач, определяются соответствующие потоки мощности в этих механизмах.

На рис. 160 показана схема второго планетарного ряда, на которой нанесены внешние силы, действующие на сателлит со стороны водила, эпициклической и солнечной шестерен, а также план скоростей механизмов. В соответствии с направлением сил и скоростей полюсов зацепления сателлита эпициклическая и солнечная шестерни являются ведущими, а водило ведомой деталями. В этом

случае поток мощности будет поступать на спутник со стороны эпициклической и солнечной шестерен и передаваться на водило и далее на забегающую гусеницу.

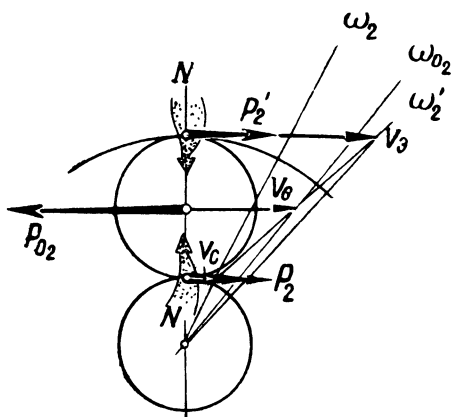


Рис. 160

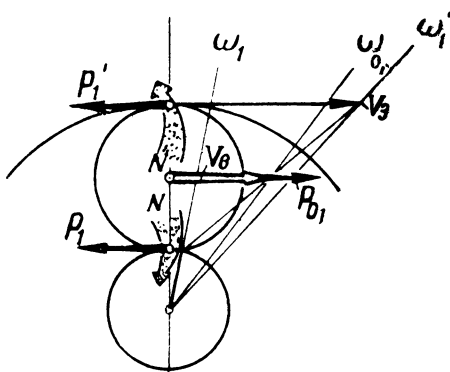


Рис. 161

На рис. 161 приведена аналогичная схема для первого планетарного ряда. Водило является ведущей деталью, а эпициклическая и солнечная шестерни — ведомыми. Поток мощности поступает со стороны отстающей гусеницы на водило, а с водила — на спутник и далее разветвляется на эпициклическую и солнечную шестерни.

В соответствии с рассмотренными выше потоками мощности в первом и втором планетарных рядах определяются и потоки мощности во всей трансмиссии (рис. 162).

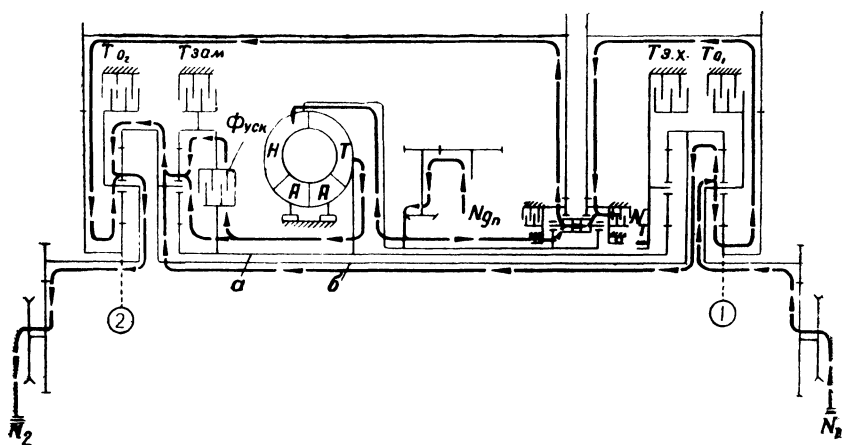


Рис. 162

На главный вал δ мощность будет поступать со стороны отстающей гусеницы через первый планетарный ряд и эпициклическую шестерню и через гидротрансформатор от двигателя. Оба эти потока сольются и будут переданы на эпициклическую шестерню второго планетарного ряда. С эпициклической шестерни этот поток мощности, слившись с потоком, поступающим с солнечной шестерни, передается на водило и далее на забегающую гусеницу.

От двигателя мощность, кроме того, поступает на водило дифференциала и далее на сателлиты. С сателлитов она поступает на левую шестерню с внутренними зубьями и через дополнительный привод на солнечную шестерню второго планетарного ряда. С сателлита дифференциала мощность поступает также на правую шестерню с внутренними зубьями, где, сливаясь с потоком мощности, поступающей с солнечной шестерни первого планетарного ряда, идет в тормоз поворота $T_{пр}$ и расходуется на трение.

Рассмотрим работу дифференциала более подробно. Для облегчения анализа упростим схему, заменив цилиндрический дифференциал равноценным ему коническим (рис. 163).

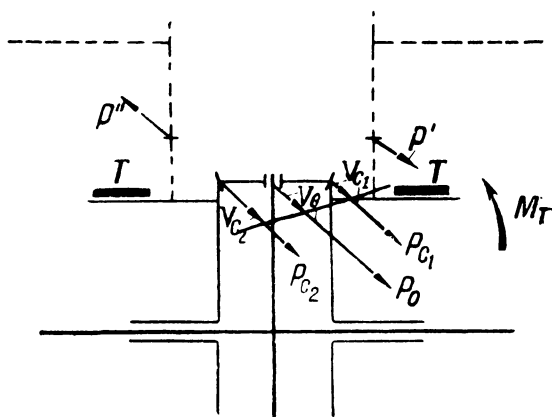


Рис. 163

Со стороны водила на сателлит будет действовать сила P_0 в направлении вращения водила, т. е. направление действия силы P_0 совпадает с направлением скорости центра сателлита $v_в$. Водило является ведущим по отношению к сателлиту. Сателлит в свою очередь будет действовать на солнечные шестерни с усилиями P_{c2} и P_{c1} . Солнечные шестерни конического дифференциала соответствуют шестерням с внутренними зубьями. По условию равновесия сателлита сила P_{c2} равна силе P_{c1} . Силу P_{c2} можно определить, зная потребную для поворота силу тяги P_2 на забегающей гусенице. Сила P_{c2} создает момент, равный моменту сопротивления от силы

P'' , подведенному со стороны цилиндрической шестерни левой полуоси дополнительного привода. Очевидно, что момент сопротивления силы P'' равен

$$M_{c_2} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п}(1+k_2) i_d \gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп}},$$

где i_d — передаточное число дополнительного привода от солнечных шестерен дифференциала до солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов.

Поскольку $P_{c_2} = P_{c_1}$, момент, приложенный к правой солнечной шестерне со стороны сателлита, будет равен

$$M_{c_1} = M_{c_2} = \frac{P_2 r_{в.к}}{i_{б.п}(1+k_2) i_d \gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп}}.$$

Так как сила P_{c_1} , приложенная со стороны сателлита к солнечной шестерне, совпадает по направлению со скоростью полюса зацепления сателлита с солнечной шестерней v_{c_1} , сателлит является ведущим по отношению к солнечной шестерне. Мощность с вала поступает на сателлит и далее на правую солнечную шестерню.

На правую солнечную шестерню, кроме того, действует со стороны цилиндрической шестерни правой полуоси дополнительного привода сила P' , создавая момент, также направленный в сторону вращения солнечной шестерни.

Момент силы P' равен

$$M' = \frac{P_1 r_{в.к}}{i_{б.п}(1+k_1) i_d} \gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп}.$$

Суммарный момент, действующий на правую солнечную шестерню дифференциала, равен тормозному моменту, т. е.

$$M_T = M_{c_1} + M' = \left(\frac{P_2}{\gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп}} + P_1 \gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп} \right) \times \\ \times \frac{r_{в.к}}{i_{б.п}(1+k_1) i_d} = (P_2 + P_1 \gamma_{г.д}^3 \eta_{доп}) \frac{r_{в.к}}{i_{б.п}(1+k_1) i_d \eta_{доп}},$$

где $\eta_{доп} = \gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп}$.

Следовательно, чтобы повернуться с данным радиусом, при котором сила тяги на забегающей гусенице равна P_2 , а сила торможения на отстающей гусенице равна P_1 , необходимо включить тормоз, причем тормозной момент должен быть пропорционален моменту $(P_2 + P_1 \gamma_{г.д}^3 \eta_{доп}) r_{в.к}$.

Момент, подведенный к дифференциалу со стороны двигателя, равен

$$M_{диф} = \frac{2M_{c_2}}{\eta_{диф}} = \frac{2P_2 r_{в.к}}{i_{б.п}(1+k_2) i_d \gamma_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{доп} \eta_{диф}}.$$

Кроме того, для обеспечения силы тяги P_2 на забегавшей гусенице и силы торможения P_1 на отстающей гусенице необходимо со стороны гидropередачи приложить к главному валу момент турбины $M_{\text{тур}}$, величина которого определится из уравнения равновесия главного вала. Сначала рассмотрим случай движения на ускоренной передаче, включение которой осуществляется при помощи блокировочного фрикциона $\Phi_{\text{уск}}$. На главный вал будут действовать три момента (рис. 164) M'_2 , $M_{\text{тур}}$, M'_1

$$M_{\text{тур}} = M'_2 - M'_1,$$

где M'_2 — момент сопротивления, приложенный к эпициклической шестерне второго планетарного ряда со стороны забегавшей гусеницы;

M'_1 — ведущий момент, приложенный к эпициклической шестерне первого планетарного ряда со стороны отстающей гусеницы.

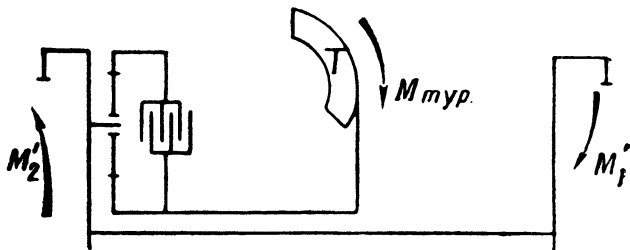


Рис. 164

Очевидно,

$$M'_2 = \frac{P_2 r_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}} \frac{1+k_2}{k_2} \eta_{\text{г.д}} \eta_{\text{б.п}} \eta_{\text{п.м}}};$$

$$M'_1 = \frac{P_1 r_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}} \frac{1+k_1}{k_1} \eta_{\text{г.д}} \eta_{\text{б.п}} \eta_{\text{п.м}}}$$

и

$$M_{\text{тур}} = (P_2 - P_1 \eta_{\text{п}}) \frac{r_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}} \frac{1+k}{k} \eta_{\text{г.д}} \eta_{\text{б.п}} \eta_{\text{п.м}}},$$

где

$$k = k_1 = k_2;$$

$$\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{г.д}}^2 \eta_{\text{б.п}}^2 \eta_{\text{п.м}}^2.$$

На замедленной передаче при включении тормоза $T_{\text{зам}}$ на главный вал будут действовать четыре момента: M'_2 , M_T , $M_{\text{тур}}$ и M'_1 (рис. 165). Сумма двух моментов $M_{\text{тур}} + M_T = M_{\text{тур}}(1 + k_m) \eta_{\text{п. м}}$ есть момент на водиле демультипликатора.

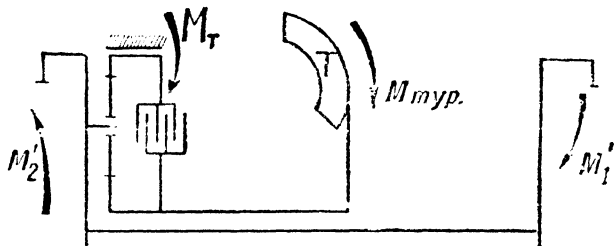


Рис. 165

Тогда момент турбины равен

$$M_{\text{тур}} = (M'_2 - M'_1) \frac{1}{(1 + k_m) \eta_{\text{п. м}}},$$

или

$$M_{\text{тур}} = (P_2 - P_1 \eta_p) \frac{r_{\text{в. к}}}{i_{\text{б. п}} \frac{(1+k)^2}{k} \eta_{\text{г. д}} \eta_{\text{б. п}} \eta_{\text{п. м}}^2},$$

так как $k_m = k$.

Для определения момента, который должен быть подведен к насосу гидропередачи со стороны двигателя, надо знать соответствующие ее характеристики при различных оборотах насоса. Данным оборотам насоса соответствует определенная характеристика гидропередачи.

На рис. 166 приведена примерная характеристика гидропередачи для различных оборотов насоса, т. е. зависимости $M_{\text{тур}}$ и $M_{\text{н}}$ от $\frac{n_{\text{тур}}}{n_{\text{н}}}$.

На рис. 166 по оси ординат отложены масштабы моментов при следующих оборотах насоса: 1800, 2000, 2200 и 2416 об/мин. Кроме того, по оси ординат отложен масштаб коэффициента момента $\gamma \lambda 10^4$.

Зависимость $\gamma \lambda = f\left(\frac{n_{\text{тур}}}{n_{\text{н}}}\right)$ называется универсальной характеристикой гидропередачи. Пользуясь значениями $\gamma \lambda 10^4$ для различных отношений $\frac{n_{\text{тур}}}{n_{\text{н}}}$, отложенными по оси абсцисс, можно

определить как момент турбины, так и момент насоса для различных его оборотов по следующим формулам:

$$M_{тур} = \gamma \lambda_T n_n^3 D^5; \tag{138}$$

$$M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D^5, \tag{139}$$

где n_n — обороты насоса;
 D — активный диаметр гидropередачи.

Величину $\gamma \lambda_T$ определяют по кривой $M_{тур}$, а величину $\gamma \lambda_n$ — по кривой M_n .

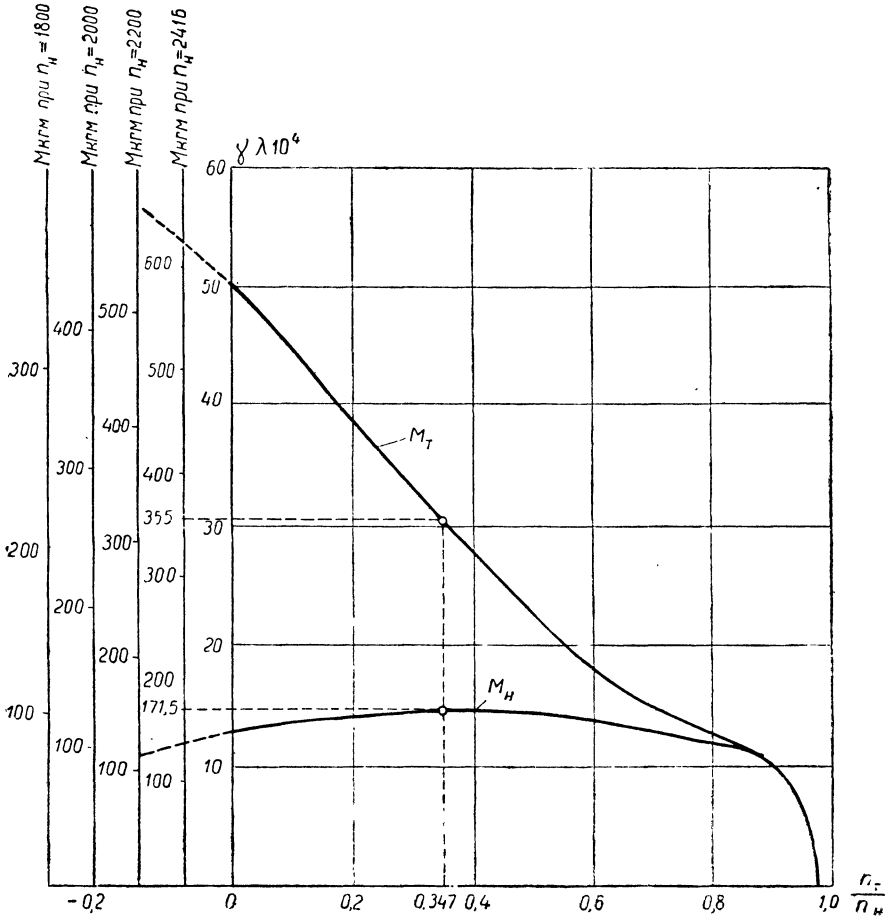


Рис. 166

При расчете были приняты следующие данные:

Вес танка $G=44500$ кг.

Радиус ведущего колеса $r_{в.к} = 0,32$ м.

$$\frac{L}{B} = 1,5.$$

Характеристика планетарных рядов $k = 2,5$.

Передаточные числа трансмиссии

$$i_{д.п} = 5,48;$$

$$i_{б.п} = 3,95;$$

$$i_1 = 1,16.$$

К. п. д. механизмов

$$\eta_{г.д} = 0,8;$$

$$\eta_{б.п} = 0,97;$$

$$\eta_{п.м} = 0,99;$$

$$\eta_{доп} = 0,96;$$

$$\eta_{лиф} = 0,98;$$

$$\eta_1 = 0,94.$$

Характеристика грунта: $\mu_{\max} = 0,8$; $f = 0,07$.

Определим момент насоса M_n для частного случая поворота с $R=10B$. При равномерном повороте с данным радиусом на сухом дернистом грунте на забегающей гусенице требуется обеспечить удельную силу тяги $f_2=0,158$ и на отстающей гусенице удельную силу торможения $f_1=0,088$. Момент турбины будет равен

$$M_{тур} = (f_2 - f_1 \eta_p) \frac{Gr_{в.к}}{i_{б.п} \frac{1+k}{k} \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м}} = 355 \text{ кг м.}$$

Для того чтобы определить момент насоса при $n_n=2416$ об/мин, откладываем на оси ординат значение $M_{тур}=355$ кг м и проводим линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой M_r . Из точки пересечения проводим ординату до пересечения с кривой M_n и осью абсцисс. Точка пересечения ординаты с кривой M_n определяет момент насоса $M_n=171,5$ кг м, а точка пересечения этой ординаты с осью абсцисс—отношение оборотов турбины к оборотам насоса, т. е. $\frac{1}{i_r} = 0,347$, что позволяет определить передаточное число i_r . Поступая в такой же последовательности, определяем M_n и $\frac{1}{i_r}$ для других оборотов насоса.

Результаты подсчета значений M_n и $\frac{1}{i_r}$ при повороте танка с $R=10B$ сведены в табл. 26.

Т а б л и ц а 26

n^*	2320	2550	2800
n_n	2000	2200	2416
$M_{тур}$	355	355	355
M_n	121	153	171,5
$\frac{1}{i_r}$	0,16	0,28	0,347

* n — обороты двигателя.

Чем меньше обороты насоса, тем при меньших значениях $\frac{1}{i_r} = \frac{n_r}{n_n}$ обеспечивается необходимый момент турбины.

Момент, подведенный к дифференциалу при повороте с данным радиусом $R = 10B$, при любых оборотах насоса будет равен

$$M_{диф} = f_2 \frac{2Gr_{в.к}}{i_{б.п}(1+k)i_d \eta_{г.д} \eta_{б.п} \eta_{п.м} \eta_{дон} \eta_{диф}} = 82 \text{ кг м.}$$

От двигателя при данных его оборотах требуется момент, величина которого определяется по формуле

$$M_{дп} = \frac{M_{диф} + M_n}{i_1 \eta_1}.$$

Результаты подсчета значений $M_{дп}$ при повороте танка с $R = 10B$ сведены в табл. 27.

Т а б л и ц а 27

n	2320	2550	2800
$M_{дп}$	186,5	217,5	232

На рис. 167 построен график значений $M_{дп} = f(n)$ при повороте танка на ускоренной передаче как с $R=10B$, так и с дру-

гими радиусами поворота. Здесь же нанесены кривые значений $\frac{1}{i_r}$ в зависимости от оборотов двигателя.

Равномерный поворот танка с максимальной скоростью будет при $M_{дп} = M_d$. На графике точки пересечения кривых $M_{дп}$ и M_d определяют обороты двигателя и передаточные числа гидропередачи, при которых и будет максимальная скорость поворота танка. Так, равномерный поворот с $R = 10B$ с максимальной скоростью будет при $n = 2395$ об/мин.

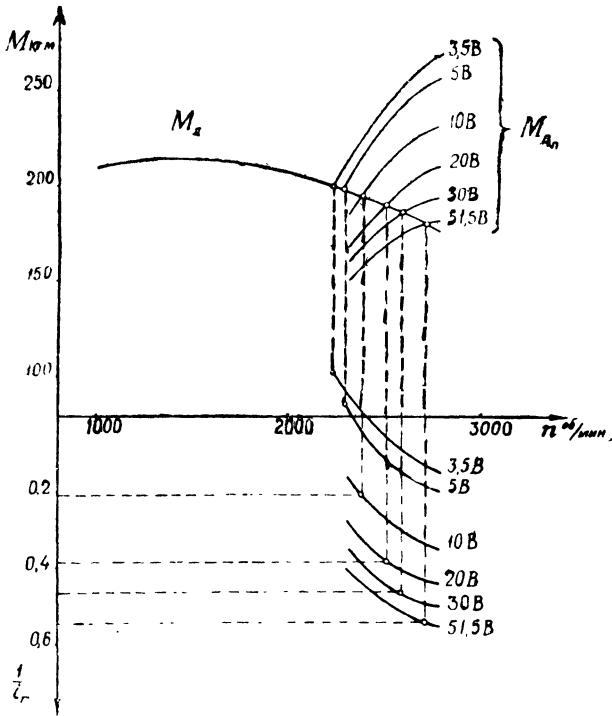


Рис. 167

Передаточное число гидропередачи при этом будет равно $\frac{1}{i_r} = 0,205$.

На рис. 168 приведены графики $M_{дп} = f(n)$ и $\frac{1}{i_r} = f(n)$ при различных радиусах поворота на замедленной передаче.

Зная передаточное число гидропередачи i_r и обороты двигателя n , можно определить $v_{сmax}$ при повороте с данным радиусом.

Поскольку при повороте момент турбины в большинстве случаев будет больше момента турбины при прямолинейном движении, то в процессе поворота скорость танка будет снижаться по сравнению со скоростью прямолинейного движения при тех же оборотах двигателя в результате уменьшения оборотов турбины.

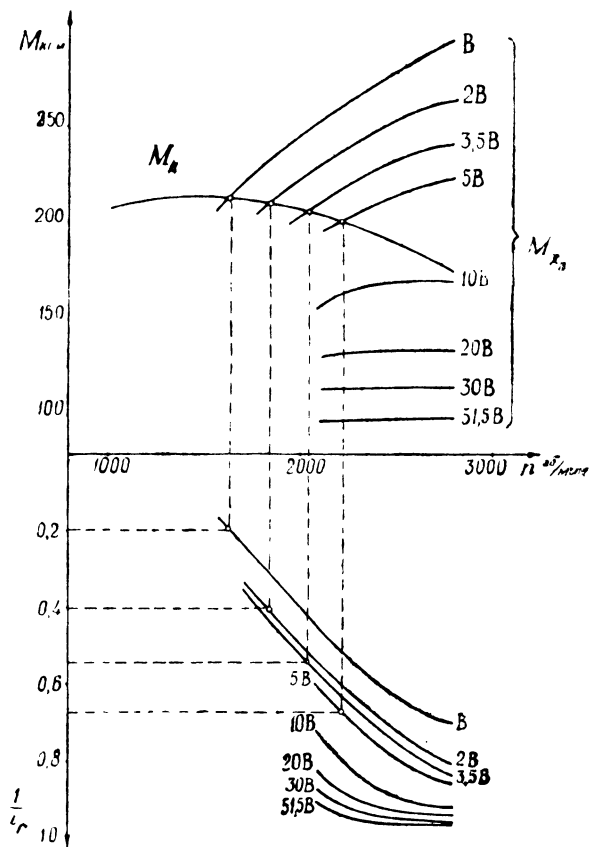


Рис. 168

При прямолинейном движении скорость танка равна

$$v_0 = 3,6 \omega_{0,2} \frac{r_{в.к}}{i_{6.п}}$$

Из уравнения кинематики первого или второго планетарного ряда угловая скорость обоих водил равна

$$\omega_{01,2} = \frac{\omega_{1,2}}{1+k_{1,2}} + \frac{k_{1,2}\omega'_{1,2}}{1+k_{1,2}}.$$

Угловая скорость солнечных шестерен равна

$$\omega_{1,2} = \frac{\omega_{\text{д}}}{i_1 i_{\text{д}}}.$$

Угловая скорость эпициклических шестерен на ускоренной передаче равна

$$\omega'_{1,2} = \omega_{\text{гуп}} = \frac{\omega_{\text{н}}}{i_{\text{г}}} = -\frac{\omega_{\text{д}}}{i_1 i_{\text{г}}},$$

где $i_{\text{г}}$ — скоростное передаточное число гидропередачи при прямолинейном движении;

i_1 — передаточное число передачи от двигателя до насоса. Для случая движения на замедленной передаче

$$\omega'_{1,2} = \frac{\omega_{\text{д}}}{(1+k_{\text{м}})i_1 i_{\text{г}}},$$

где $k_{\text{м}} = k$.

Подставляя значение $\omega_{01,2}$ в формулу скоростей прямолинейного движения v_0 и учитывая, что $k_{1,2} = k_{\text{м}} = k$, получим:

— при движении на ускоренной передаче

$$v_0 = 3,6 \left[\frac{\omega_{\text{д}}}{(1+k)i_1 i_{\text{д}} i_{\text{б.п}}} + \frac{\omega_{\text{д}}}{\frac{1+k}{k} i_{\text{г}} i_1 i_{\text{б.п}}} \right] r_{\text{в.к}};$$

— при движении на замедленной передаче

$$v_0 = 3,6 \left[\frac{\omega_{\text{д}}}{(1+k)i_1 i_{\text{д}} i_{\text{б.п}}} + \frac{\omega_{\text{д}}}{\frac{(1+k)^2}{k} i_1 i_{\text{г}} i_{\text{б.п.}}} \right] r_{\text{в.к}}.$$

При повороте танка в формулах, определяющих v_0 , изменяется только второй член, так как изменяется $i_{\text{г}}$, и данные формулы будут определять скорость v_0 , поскольку механизм является дифференциальным механизмом поворота.

Используя метод, который применялся при исследовании кинематики танков с многорадиусными механизмами поворота, скорость прямолинейного движения танка можно представить как сумму скоростей Δv и v_0' , т. е.

$$v_0 = \Delta v + v_0',$$

где Δv — составляющая скорости танка, полученная в результате вращения солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов от двигателя через дополнительный привод;

v_0' — составляющая скорости танка, полученная в результате вращения эпициклических шестерен суммирующих планетарных рядов от двигателя через гидropередачу.

Для случая прямолинейного движения на ускоренной передаче

$$\Delta v = 3,6 \frac{\omega_d}{(1+k) i_1 i_d i_{6.п}} r_{в.к} = \text{const при данной } \omega_d;$$

$$v_0' = 3,6 \frac{\omega_d}{\frac{1+k}{k} i_1 i_r i_{6.п}} r_{в.к} \text{ при данной } \omega_d \text{ зависит от } i_r.$$

Для случая прямолинейного движения на замедленной передаче Δv та же, что и на ускоренной передаче.

Составляющая скорости танка v_0' равна

$$v_0' = 3,6 \frac{\omega_d}{\frac{(1+k)^2}{k} i_1 i_r i_{6.п}} r_{в.к},$$

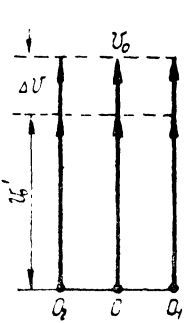
т. е. v_0' при данной ω_d зависит от i_r .

При повороте, когда сопротивление движению возрастает и i_r будет больше, скорость v_c при данной угловой скорости двигателя будет меньше v_0 . На рис. 169 показан план скоростей танка при прямолинейном движении и при повороте при одной и той же угловой скорости ω_d . Составляющая скорости центра танка Δv при данной ω_d при повороте будет та же, что и при прямолинейном движении. Составляющая v_0' при повороте будет меньше, чем при прямолинейном движении.

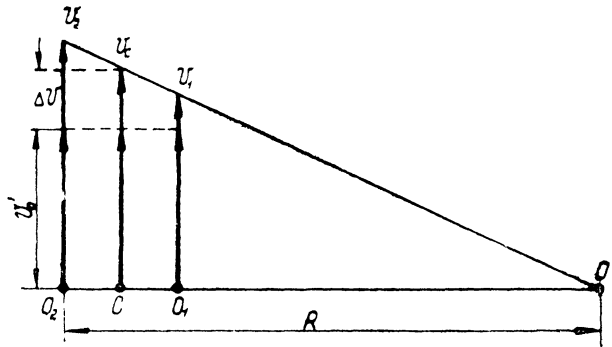
Результаты подсчета скорости $v_{c_{\max}}$ при повороте танка с различными радиусами сведены в табл. 28. На рис. 170 представлен график зависимости скорости центра танка от радиуса поворота.

На ускоренной передаче при малых радиусах поворота и больших вследствие этого нагрузках гидropередача работает на неэкономичных режимах, когда к. п. д. гидropередачи мал, что приводит к меньшей скорости поворота по сравнению с поворотом на тех же радиусах на замедленной передаче. На замедленной передаче возможен поворот на всех радиусах. При повороте с радиусом $R = B v_{c_{\max}} = 4 \text{ км/ч}$. На ускоренной передаче наименьший радиус, с которого начинается равномерный поворот, равен $4,4 B$, т. е. равномерный поворот возможен только с $R > 4,4B$.

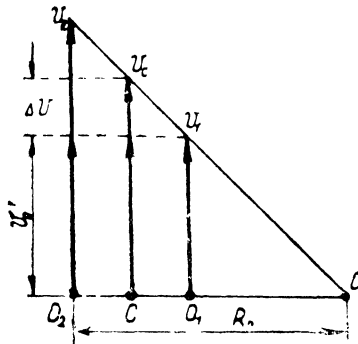
	R	B	$2B$	$3,5B$	$5B$	$10B$	$20B$	$30B$	$51,5B$
Ускоренная передача	n	—	—	2240	2300	2395	2520	2600	2720
	$\frac{1}{i_{\Gamma}}$	—	—	-0,112	-0,04	0,205	0,38	0,46	0,54
	$v_{c_{\max}}, \text{ км/ч}$	—	—	-1,86	1,44	12,48	21,5	26,0	32,3
Замедленная передача	n	1630	1840	2040	2220	2800	2800	2800	2800
	$\frac{1}{i_{\Gamma}}$	0,19	0,4	0,54	0,67	0,92	0,94	0,95	0,96
	$v_{c_{\max}}, \text{ км/ч}$	4,0	6,72	9,05	11,5	14,7	15,10	15,25	15,3



а) прямолинейное движение



б) поворот с $R > R_p$



б) поворот с R_p

Рис. 169

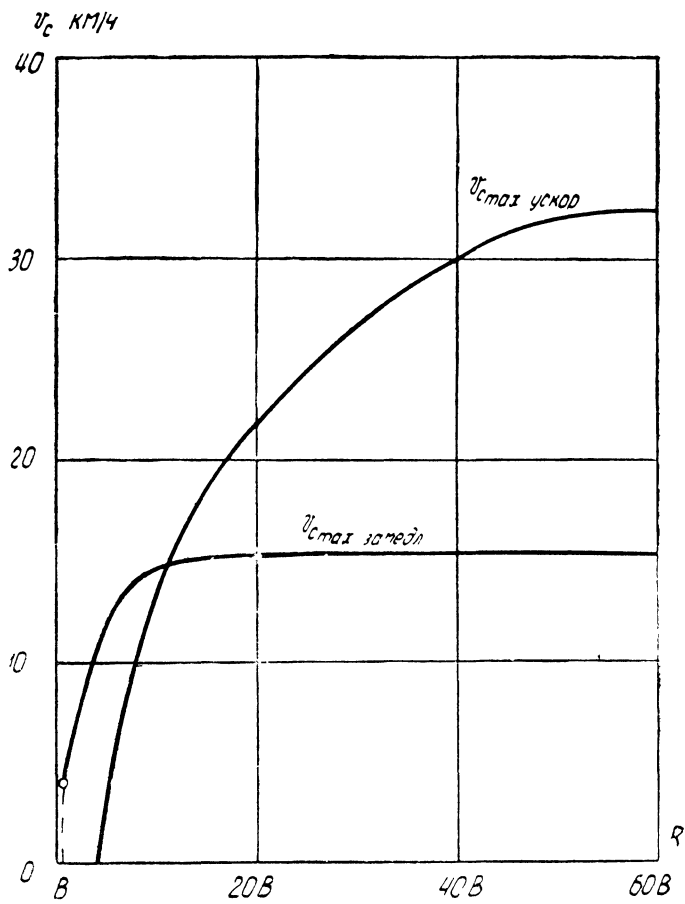


Рис. 170

График $v_{c_{\max}} = f(R)$ является основной характеристикой поворота танка с параллельной гидромеханической трансмиссией, так же как и тяговая характеристика поворота для танка с механическими и с последовательными гидромеханическими трансмиссиями.

Мощность двигателя, необходимая для равномерного поворота со скоростью $v_{c_{\max}}$ с данным радиусом, будет равна

$$N_{\text{дн}} = \frac{M_{\text{дн}} \omega_{\text{д}}}{75};$$

$M_{\text{дн}}$ определяем по приведенным выше формулам.

Угловую скорость коленчатого вала двигателя определяем через обороты двигателя (см. табл. 28).

Зная скорость v_c , радиус поворота и силы P_2 и P_1 , мы можем определить мощность внешних сопротивлений для этого случая поворота

$$N_0 = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270};$$

$$v_2 = \frac{R}{R - \frac{B}{2}} v_{c_{\max}};$$

$$v_1 = \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}} v_{c_{\max}}.$$

Тормозная мощность равна

$$N_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}} \omega_{\text{т}}}{75},$$

Тормозной момент определяем по приведенной выше формуле. Угловую скорость тормозного барабана определим через угловую скорость солнечной шестерни первого планетарного ряда

$$\omega_{\text{т}} = \omega_1 i_{\text{д}}.$$

В свою очередь

$$\omega_1 = (1 + k_1) \omega_{01} - k_1 \omega'_1,$$

где

$$\omega_{01} = \frac{\tau_1 i_{\text{б.п}}}{3,6 r_{\text{в.к}}};$$

$$\omega'_1 = \frac{\omega_{\text{п}}}{i_{\text{г}}} = \frac{\omega_{\text{д}}}{i_1 i_{\text{г}}}.$$

Окончательно

$$\omega_T = \frac{v_1 i_{б.п} (1 + k_1) i_d}{3,6 r_{в.к}} - k_1 \frac{\omega_{д'д}}{i_1 i_r}.$$

Скорость v_1 будет равна

$$v_1 = v_{с_{max}} \frac{R - B}{R - \frac{B}{2}}.$$

Подсчеты показывают, что для всех радиусов поворота, для которых определялась скорость $v_{с_{max}}$, будет иметь место пробуксовка тормоза и, следовательно, будет потеря энергии двигателя на трение в тормозе поворота.

При полном включении тормоза поворота эти радиусы можно было бы назвать расчетными, так как при них не будет потерь на трение в управляемом фрикционном элементе, но эти радиусы неустойчивы, поскольку i_r будет зависеть от внешних сопротивлений движению. В этом случае эти расчетные радиусы будут отличаться от расчетных радиусов, получаемых в чисто механических трансмиссиях.

Из плана скоростей поворота танка расчетные радиусы для данного танка с гидромеханической трансмиссией будут равны

$$R_p = \left(\frac{v_0'}{2\Delta v} + 1 \right) B, \quad (140)$$

или после подстановки значений v_0' и Δv выраженные через ω_d и передаточные числа трансмиссии расчетные радиусы будут:

— для ускоренной передачи

$$R_p = \left(\frac{k i_d}{2 i_r} + 1 \right) B; \quad (141)$$

-- для замедленной передачи

$$R_p = \left(\frac{k i_d}{2(1+k) i_r} + 1 \right) B. \quad (142)$$

Эти радиусы будут значительно меньше тех, для которых была определена $v_{с_{max}}$. Такие свойства механизма необходимы для обеспечения поворота танка с любыми радиусами, хотя и с пробуксовкой тормозов поворота.

Мощность, затрачиваемая на трение в гусеничном движителе и трансмиссии, равна

$$N_{тр} = N_{дн} - N_0 - N_T.$$

Отметим некоторые особенности управления танком с данной трансмиссией.

Для обеспечения равномерного поворота необходимо сохранять постоянство режима работы двигателя и момента трения тормоза дифференциала. В этом случае при постоянной степени включения тормоза и постоянных внешних силах сопротивления движению скорость буксования тормоза и радиус поворота будут постоянными. Если скорость буксования увеличится, то должен увеличиться и радиус поворота, а в связи с этим уменьшатся силы P_2 и P_1 . Это приведет к уменьшению скорости буксования и уменьшению радиуса поворота. Для облегчения управления танком необходимо иметь устойчивый тормозной момент и возможность регулировать его в широких пределах, что может достигаться применением фрикционных элементов, работающих в масле и управляемых гидropriводом.

Гидромеханическая трансмиссия имеет весьма существенное преимущество перед ступенчатой, заключающееся в легкости управления ею. Недостатком такой трансмиссии является более низкий к. п. д. по сравнению с механической трансмиссией. Кроме того, в некоторых трансмиссиях, в том числе и в рассмотренной трансмиссии «Кросс-Драйв», имеется склонность к самопроизвольному изменению радиуса поворота при изменении в процессе поворота внешних сопротивлений движению.

§ 7. ВЫБОР ТИПА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА И ОСНОВНЫХ ЕГО ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТАНКА

Основная задача при выборе механизма поворота заключается в обеспечении высоких тяговых качеств танка при повороте, а также в обеспечении управляемости поворотом, понимая под управляемостью легкость получения любого радиуса поворота.

Эта задача должна решаться одновременно с решением задачи обеспечения высоких тяговых качеств танка и легкости управления при прямолинейном движении, учитывая весовую категорию танка, его быстроходность и удельную мощность.

Высокие тяговые качества и легкость управления как при прямолинейном движении, так и при повороте можно обеспечить при условии установки автоматической прогрессивной коробки передач и непрерывного неавтоматического, т. е. управляемого, механизма поворота.

Управление танком при установке такой трансмиссии будет состоять в управлении подачей горючего в двигатель и в управлении механизмом поворота при помощи руля или рычагов. Прогрессивная коробка передач должна автоматически устанавливать необходимое передаточное число в соответствии с сопротивлением движению, а необходимое передаточное число между гусеницами должно устанавливаться в соответствии с положением руля или рычагов управления поворотом танка. При этом механизм поворота при любом радиусе поворота должен быть механизмом с одной степенью свободы. В этом случае поворот с любым радиусом должен

происходить без дополнительных потерь на трение в механизме, как это имеет место при повороте с $R \neq R_p$ в механизмах с фрикционными управляемыми элементами.

Механизм поворота должен быть дифференциального типа, не изменяющая скорость центра танка с изменением радиуса поворота при данных оборотах ведомого вала прогрессивной коробки передач. При таком механизме при увеличении сопротивления движению с уменьшением радиуса поворота будет рационально использоваться кинематическая энергия танка на преодоление сопротивления движению. Как известно, механизм поворота второго типа в отдельных случаях при повороте с малыми радиусами поворота снижает скорость центра танка значительно больше, чем это требуется по условию энергетического баланса.

Создание такой идеальной трансмиссии представляет значительные технические трудности и до настоящего времени эта задача не решена.

С некоторыми допущениями в качестве прогрессивной автоматической коробки можно принять комплексную гидropередачу с автоматическим переключением передач редуктора, а в качестве непрерывного управляемого механизма поворота — гидростатические передачи на каждый борт. Основным недостатком этих механизмов будет низкий коэффициент полезного действия, а для гидростатической передачи, кроме того, и большие габариты. В принципе же с точки зрения обеспечения легкости управления танком такая трансмиссия отвечает поставленным требованиям.

Рассмотренные ранее механизмы поворота не удовлетворяют этим требованиям. Все существующие механизмы поворота, даже многорадиусные, не обеспечивают устойчивый поворот с любым радиусом, отличным от расчетного, вследствие чего затрудняется управление танком.

Поворот с радиусом $R \neq R_p$ сопровождается потерями на трение во фрикционных элементах и является неустойчивым поворотом. Неустойчивость радиуса поворота зависит от неустойчивости режима работы фрикционных элементов вследствие нагрева трущихся поверхностей и изменения в связи с этим коэффициента трения. Кроме того, неустойчивость радиуса поворота будет зависеть от изменения внешних сил сопротивления движению. В процессе поворота с выбранным радиусом поворота и скоростью движения может изменяться как качество грунта, так и наклон плоскости движения и в соответствии с этим будут изменяться и потребные для поворота с данными радиусами силы P_2 и P_1 . Поэтому даже при обеспечении устойчивого режима работы фрикционных элементов в случае использования совершенных фрикционных материалов потребуется в соответствии с изменением сил P_2 и P_1 изменение режима работы двигателя и изменение степени включения фрикционных элементов при одном и том же радиусе поворота. Полное соответствие мощности двигателя и степени включения фрикционных элементов условиям движения трудно обеспечить и поэтому

неизбежны отклонения действительной траектории движения танка от желаемой траектории. Обычно это не вызывает каких-либо затруднений при вождении, так как отклонение от намечаемой траектории не имеет существенного значения, поскольку площадки местности, на которой происходит поворот, в большинстве случаев не имеют строгого ограничения в размерах. Но в отдельных случаях при движении танка по дорогам, особенно в гористой местности, где ширина проезжей части ограничена, управление танком с пробуксовкой фрикционных управляемых элементов значительно усложняется.

Только поворот с радиусом R_p , когда механизм поворота является механизмом с одной степенью свободы, будет вполне устойчивым в отношении сохранения величины радиуса поворота вне зависимости от изменения внешних сил сопротивления движению и от возможного изменения режима работы двигателя.

В этом отношении механизмы поворота, обеспечивающие большое количество расчетных радиусов поворота, являются более совершенными.

Что касается тяговых качеств танка при повороте, то в значительной степени они зависят от удельной мощности танка. При высокой удельной мощности необходимые тяговые качества при повороте могут быть обеспечены в случае установки механизмов поворота дифференциального типа, требующих, как известно, при данных оборотах двигателя и включенной передаче коробки передач большие мощности при повороте, чем механизмы второго типа.

Учитывая весовую категорию танка, его быстроходность и удельную мощность, бортовой фрикцион целесообразно устанавливать на легких танках, двухступенчатый планетарный механизм поворота — на средних и легких, а также на танках с комплексными гидропередачами при последовательной установке механизма поворота после редуктора. Применение многорадиусного механизма поворота при последовательном включении комплексной гидропередачи является нерациональным, так как число расчетных радиусов в соответствии с количеством передач редуктора будет равно 2—3.

В гидромеханических трансмиссиях при параллельном включении механизма поворота с гидропередачей необходимо предусматривать возможность обеспечения радиуса поворота в широком диапазоне, как, например, в рассмотренной выше трансмиссии типа «Кросс-Драйв».

Многорадиусный механизм поворота в механических трансмиссиях целесообразно устанавливать на быстроходных танках с целью обеспечения легкости управления, а также на тяжелых танках при низкой удельной мощности с целью обеспечения необходимых тяговых качеств при повороте.

Поскольку количество расчетных радиусов поворота и в многорадиусных механизмах также ограничено, весьма существенным является вопрос о правильном выборе этих расчетных радиусов.

В практике танкострессения применялись в равной степени многорадиусные механизмы поворота как первого, так и второго типа. При этом механизмы первого типа использовались как в танках с высокой удельной мощностью, например в танке «Кромвель», так и в танках с малой удельной мощностью (танки Т-VI и МК-IV). Расчетные радиусы выбирались так, что тяговые качества танков при повороте у отдельных машин были неравноценными. Это положение можно объяснить только тем, что при выборе механизмов поворота и их основных параметров учитывались не только различные требования к тяговым качествам, но и другие соображения, в частности наличие готовой разработанной конструкции, простота конструкции и другие факторы. Механизмы поворота дифференциального типа по сравнению с механизмами второго типа более просты по устройству; они имеют один управляемый фрикционный элемент на борту. Этим можно объяснить то положение, что указанные механизмы устанавливались на английских тяжелых танках МК-IV, обладавших малой удельной мощностью. В тяжелых немецких танках Т-VI в дополнительном приводе устанавливались два фрикционных элемента на борт, что обеспечивало два расчетных радиуса на каждой передаче и тем самым обеспечивалась поворотливость танка в тяжелых условиях, хотя и с большими радиусами.

Дифференциальные механизмы поворота имеют то преимущество, что при любом радиусе поворота $R \neq R_p$, вне зависимости от того, в какую сторону направлена при этом сила P_1 , включается тормоз поворота, что упрощает управление машиной. В механизмах поворота второго типа при повороте с $R > R_c$ необходимо включать фрикционный элемент прямолинейного движения.

Как правило, дифференциальный механизм поворота целесообразно использовать в машинах с высокой удельной мощностью. В этом случае более низкие тяговые качества, которые при прочих равных условиях получаются при дифференциальных механизмах поворота, компенсируются повышенной удельной мощностью. Кроме того, танки с более высокой удельной мощностью имеют и более высокую среднюю скорость движения, что позволяет использовать при повороте часть кинетической энергии танка, накопленной до поворота.

При выборе R_p для многорадиусных механизмов поворота необходимо учитывать динамические качества танка при прямолинейном движении. В качестве расчетных условий движения танка при повороте принимались типичные условия движения при боевом применении танков и одновременно с этим наиболее тяжелые условия для поворота. Эти условия движения по дернистому сухому грунту характеризуются коэффициентами:

$$\mu = \frac{0,8 \div 0,85}{0,85 \div 0,15 \frac{R}{B}}$$

и

$$f = 0,06 \div 0,07.$$

Прямолинейное движение по такому грунту с максимальной скоростью на соответствующей передаче практически требует некоторого повышения тягового усилия P_d по отношению к сопротивлению движению $R = fG$, необходимого для обеспечения разгона танка.

Ускорение танка при разгоне, как известно, равно

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta} (f_d - f).$$

Опыт показывает, что танк будет обладать достаточной приемистостью, если ускорение его будет не меньше $0,3 \text{ м/сек}^2$, что соответствует приросту скорости за одну секунду 1 км/ч .

Удельная сила тяги по двигателю при таких условиях должна быть равна

$$f_{\tau} = \ddot{x} \frac{\delta}{g} + f = 0,3 \frac{1,3}{9,81} + (0,06 \div 0,07) = 0,1 \div 0,11.$$

Среднее значение удельной силы тяги по двигателю равно $f_{\text{дср}} = 0,105$.

Расчетный радиус R_p при движении по данному грунту выбираем в соответствии с условиями обеспечения равномерного поворота. Равномерный поворот будет при выполнении условия

$$f_n = f_d,$$

где f_n — удельное сопротивление повороту.

Удельное сопротивление повороту для дифференциальных механизмов поворота, как известно, равно

$$f_n = \frac{f_2 R_p - f_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p - \frac{B}{2}}$$

и для механизмов поворота второго типа

$$f_n = \frac{f_2 R_p - f_1 (R_p - B) \eta_p}{R_p}.$$

Поскольку нам еще неизвестны расчетные радиусы, то мы можем определить f_n для условных механизмов поворота первого и второго типа, обеспечивающих все радиусы поворота как расчетные, т. е. для механизмов поворота, которые мы назвали идеальными механизмами

$$f_{n_{\text{ид}}} = \frac{f_2 R - f_1 (R - B) \eta_p}{R - \frac{B}{2}};$$

$$f_{n,ил} = \frac{f_2 R - f_1 (R - B) r_{1p}}{R}$$

Сопоставляя $f_{дср}$ с $f_{n,ил}$, получаем следующие значения R_p : для дифференциального механизма поворота $R_p = 11,2B$, для механизма поворота второго типа $R_p = 9B$ (рис. 171).

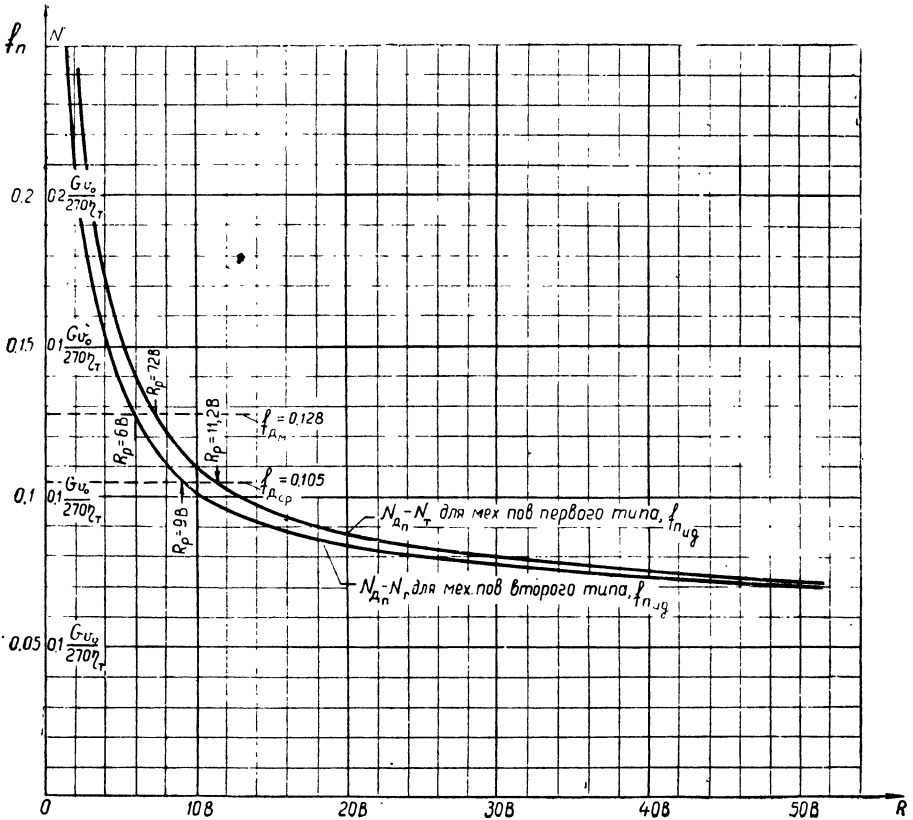


Рис. 171

Рассмотрим последовательность определения R_p на примере танка с шестиступенчатой коробкой передач.

На тяговой характеристике танка (рис. 172) соединяем плавной кривой значения f_d при $n = n_N$ на каждой передаче. На рис. 172 эта кривая обозначена $f_{д0} = f(v_0)$ и соответствует прогрессивной коробке передач. По этой кривой определяем значение v_0 при $f_{дср} = 0,105$. На графике значение $f_{дср} = 0,105$ лежит

на участке кривой f_{d_0} между значениями f_d на IV и V передачах. Наносим на ось ординат значение R_p в долях B . Строим в координатах R_p и v_0 точку $R_p=9B$ и v_0 при $f_{dcp} = 0,105$. Из начала координат проводим через эту точку прямую линию $R_p=f(v_0)$. Для дифференциальных механизмов прямая $R_p=f(v_0)$ проходит не через начало координат, а пересекает ось ординат в точке

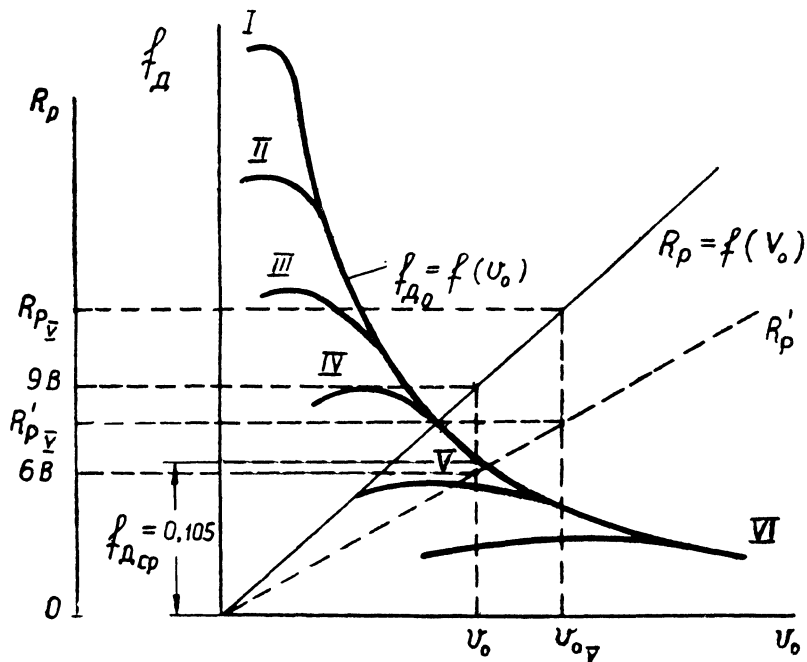


Рис. 172

$R_p = \frac{B}{2}$ при $v_0=0$. Значения R_p для каждой передачи определяются по этой прямой. Так, для V передачи проводим ординату из точки v_{v_0} до пересечения с прямой $R_p=f(v_0)$ и определяем R_{pV} .

Значения $R_p=9B$ для механизмов поворота второго типа и $R_p=11,2B$ для механизмов поворота дифференциального типа, определяемые по условию обеспечения равномерного поворота на сухом дернистом грунте при $f_{dcp} = 0,105$, имеют промежуточные значения по сравнению с R_p для существующих машин и более близкие к максимальным значениям R_p . Поправку в сторону уменьшения R_p можно сделать, исходя из условия обеспечения равномерного поворота не на максимальной скорости на

данной передаче, а на скорости, соответствующей оборотам двигателя $n = n_m$, при которых двигатель развивает максимальный крутящий момент и сила тяги по двигателю увеличивается на 20—25%. Тогда $f_{дм} = 1,25 \cdot 0,105 = 0,128$. При значении f_n , равном $f_{дм}$, расчетные радиусы будут равны: для механизма поворота второго типа $R_p = 6B$ и для дифференциального механизма $R_p = 7,2B$. На рис. 172 скорректированные значения R_p представлены пунктирной прямой R'_p .

После определения R_p по условию обеспечения равномерного движения на повороте, т. е. по условию равенства $f_n = f_{дср}$ или $f_n = f_{дм}$, необходимо произвести проверку R_p по заносу танка, т. е. определить, не будет ли танк при данной скорости v_0 заносить на повороте?

Наименьшее значение фактического радиуса поворота при данной скорости v_0 будет равно:

— для дифференциального механизма

$$R'_{\text{заноса}} = \frac{v_0^2}{3,6^2 \mu g} + \frac{B}{2}; \quad v_0 \approx v_{c,x};$$

— для механизма поворота второго типа

$$R'_{\text{заноса}} = \frac{v_{c,x}^2}{3,6^2 \mu g} + \frac{B}{2}; \quad v_{c,x} \approx v_0 \frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p}$$

фактический расчетный радиус поворота будет равен

$$R'_p = (1,3 \div 1,5) R_p.$$

Меньшее значение поправочного коэффициента, равное 1,3, следует относить к машинам с $\frac{L}{B} \leq 1,5$, большее значение, равное 1,5, — к машинам с $\frac{L}{B} > 1,5$.

Условие отсутствия заноса будет следующим:

$$R'_{\text{заноса}} = R'_p.$$

Значение коэффициента μ в этом расчете с учетом возможного движения танка по влажным грунтам следует брать порядка 0,4.

При корректировке R_p по условию заноса необходимо учитывать предполагаемую конструкцию приводов управления фрикционными управляемыми элементами, конструкцию самого фрикционного элемента и качество фрикционного материала. Если обеспечивается надежная работа фрикционного элемента при его пробуксовке и легкость управления, то можно принять меньшее значение R_p . Такое условие можно допустить и для быстроходных танков, так как быстроходные танки на средних и высших передачах обеспечивают

изменение скорости на каждой передаче в широких пределах за счет изменения n_d , и поэтому, снижая скорость, можно избежать заноса. В качестве примера можно привести быстроходный танк «Кромвель». Максимальная скорость танка равна 63,5 км/ч и расчетный радиус на высшей передаче равен 8,9В, хотя фрикционные элементы механизма поворота этого танка уступают современным конструкциям в отношении стабильности режима работы и легкости управления.

Повышение средних скоростей движения танка требует значительного улучшения их управляемости. Рассмотренные многорадиусные механизмы поворота могут быть значительно улучшены при включении в дополнительный привод непрерывной управляемой передачи, обеспечивающей изменение передаточного числа дополнительного привода хотя бы в ограниченном диапазоне, допустимом по нагрузкам привода. В этом случае механизм будет являться идеальным механизмом поворота не только при повороте танка с одним значением $R = R_p$ на каждой передаче, а при непрерывном изменении R_p по желанию водителя в определенных диапазонах на каждой передаче.

ТЕОРИЯ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОРПУСА ТАНКА

В предыдущих частях учебника прямолинейное движение и поворот танка рассматривались в предположении, что местность или дорога, по которой он движется, имеет ровную поверхность. В действительности же на ней, как правило, имеются различные неровности и танк при движении испытывает толчки и удары, вследствие чего сопротивление движению танка увеличивается, а скорость его уменьшается. Толчки и удары снижают скорость движения танка в гораздо большей степени, чем это обусловливается возросшим сопротивлением движению, и достигают такой величины, что затрудняют управление огнем и танком, наблюдение за местностью, угрожают безопасности членов экипажа или же являются недопустимыми по условию прочности отдельных деталей, узлов и механизмов танка. Величины ускорений от толчков и ударов, испытываемых корпусом танка при движении по неровностям, в большой степени зависят от качества подвески танка. Подвеской танка называется совокупность деталей, связывающих корпус танка с осями его опорных катков. Основными элементами подвески являются рессоры. При наезде танка на неровность рессоры (упругие элементы подвески) деформируются и тем самым смягчают действие ударов и толчков. Однако это явление сопровождается нежелательными колебаниями подрессоренного корпуса. Особенно большие амплитуды колебаний корпус танка испытывает в условиях резонанса, когда даже незначительные по величине удары и толчки, следующие один за другим, могут настолько сильно раскачать корпус танка, что балансиры катков будут ударяться в ограничители хода.

Существенно улучшается работа подвески при установке амортизаторов. Последние не только уменьшают амплитуды колебаний при резонансе, поглощая энергию колебательного движения, но в отдельных случаях и смягчают удары при наезде танка на неровности.

Оценка качества и выбор параметров подвески при проектировании того или иного танка должны базироваться на теоретических

и экспериментальных исследованиях, соответствующих реальным условиям движения машины.

При теоретических исследованиях динамики прямолинейного движения и поворота составлялись расчетные модели, более или менее полно отражающие фактические явления, возникающие при движении машины.

При теоретическом исследовании явлений колебания корпуса также составляется расчетная модель. Однако расчетная модель подрессоренного корпуса при исследовании его колебаний в процессе движения танка по неровностям получается весьма сложной, особенно если учесть наличие амортизаторов, гусеничных цепей и создаваемого в них двигателем рабочего натяжения. Поэтому в данном курсе в целях лучшего усвоения материала вначале будут рассмотрены наиболее упрощенные расчетные модели с последующим уточнением их до расчетной модели, максимально отражающей фактический процесс движения подрессоренного корпуса.

Задачей теории подрессоривания танка является установление физической сущности явлений при работе подвески, определение качества подвески существующих танков, определение параметров подвески при проектировании новых танков, установление рациональных приемов вождения, обеспечивающих наилучшую плавность хода, т. е. наименьшие амплитуды, скорости и ускорения колебательного движения корпуса танка и наименьшее количество жестких ударов балансиров катков в ограничители хода при движении танка по неровностям.

Под параметрами подвески мы понимаем геометрические размеры элементов системы подрессоривания, характеристику амортизаторов, приведенную жесткость рессоры и хода катков. Взаимосвязь параметров подвески с параметрами плавности хода исследуется в различных условиях движения.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕОРИИ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТАНКА

§ 1. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ПОДВЕСКИ ТАНКА

Подвески танков как по характеру связи катков с корпусом, так и по типу упругого элемента имеют самые разнообразные конструкции. По характеру связи катков с корпусом подвески подразделяются на независимые (индивидуальные), в которых каждый каток связан с корпусом танка независимо от остальных катков, и на балансирующие, в которых катки объединены в блоки (тележки) и корпус опирается на эти блоки. В современных машинах наибольшее распространение имеют независимые подвески. Балансирные подвески были распространены в первые годы после первой мировой войны. В дальнейшем, в связи с увеличением скорости движения танков, эти подвески, имеющие, как правило, меньшую энергоемкость, уступили место независимым подвескам.

По типу упругого элемента подвески могут быть: торсионные, со спиральными пружинами, с пластинчатыми пружинами, буферными, пневматическими, гидравлическими, гидропневматическими рессорами и др. Наибольшее распространение получили независимые торсионные подвески.

При всем многообразии конструкций все подвески обеспечивают свободное в определенных границах перемещение корпуса вверх и вниз, параллельно самому себе, и угловое продольное перемещение, т. е. обеспечивают свободный наклон корпуса на нос и на корму.

Поворот корпуса относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести корпуса, затруднен. При таком перемещении корпуса опорные катки, обладающие относительно большой жесткостью шин, должны иметь поперечное скольжение по гусеницам или же гусеницы должны иметь поперечное скольжение по грунту, что порождает большие силы трения, препятствующие возникновению угловых поперечных колебаний корпуса.

Точно так же конструкция подвески исключает угловое перемещение подрессоренного корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести.

Явление «рыскания» танка, т. е. некоторый поворот его вокруг вертикальной оси на небольшие углы поочередно в разные стороны, не имеет отношения к подрессориванию и связано с взаимодействием гусениц с грунтом, с величиной звена гусениц и со свойствами механизмов поворота. Если на танке установлен механизм поворота дифференциального типа без блокировки, то при прямолинейном движении, когда механизм поворота является механизмом с двумя степенями свободы, явление «рыскания» увеличивается.

При наличии гусеничных цепей угловые продольные колебания корпуса сопровождаются колебательным движением центра тяжести вдоль продольной оси относительно точки, сохраняющей постоянную среднюю скорость движения танка.

В теории подрессоривания танка разработан единый метод исследования работы подвески. Этот метод заключается в замене любой подвески с любыми упругими элементами и с различными кинематическими связями осей катков с корпусом танка расчетной (приведенной) схемой подвески, эквивалентной исследуемой подвески.

Под эквивалентной подвеской мы понимаем подвеску, которая при равных вертикальных усилиях, приложенных к оси катка, обеспечивает такие же вертикальные его перемещения, как и при действительной подвеске. Эквивалентная подвеска должна обеспечивать одинаковые с эквивалентной подвеской нагрузки на катки во всех случаях, т. е. как при положении корпуса в статическом равновесии, так и при любом перемещении его относительно положения статического равновесия. Предварительное перемещение катков из положения полной разгрузки их до положения корпуса в статическом равновесии должно быть такое же, как и в исследуемой подвеске.

В качестве такой расчетной схемы эквивалентной подвески мы можем принять подвеску с условными вертикальными рессорами, опирающимися на оси катков (рис. 173). Жесткость этой условной рессоры называется приведенной жесткостью. Приведенная жесткость является одним из основных параметров системы подрессоривания, в значительной степени определяющим характер колебательного движения корпуса танка.

Расчетная схема подвески определяет схему сил, действующих на корпус при его колебаниях. Эти силы равны произведению приведенной жесткости на деформацию условных рессор. Силы упругости рессор расчетной схемы действуют вертикально вверх по линиям, проходящим через оси катков. Составление дифференциальных уравнений колебаний корпуса танка при такой схеме сил значительно упрощается.

Рассмотрим последовательность составления расчетной схемы на примере наиболее распространенной в настоящее время тор-

сионной подвески. При составлении расчетной схемы применяем графоаналитический метод.

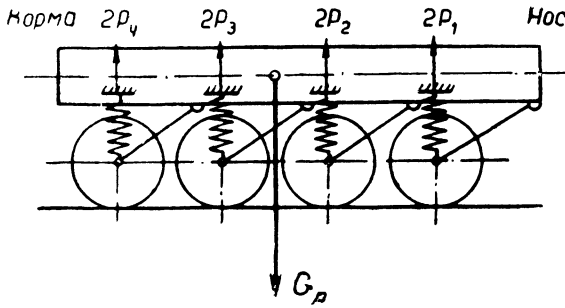


Рис. 173

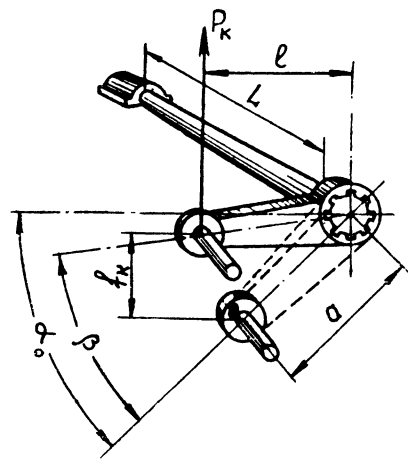


Рис. 174

При полностью разгруженном торсионе балансир будет иметь угол наклона к горизонтали, равный α_0 (рис. 174). Задаемся углом закручивания торсиона β . Момент упругих сил торсиона, противодействующих скручиванию, будет равен

$$M = \frac{\pi d^4 G}{32L} \beta \frac{\pi}{180^\circ},$$

- где d — диаметр торсиона в см;
- G — модуль упругости 2-го рода в кг/см²;
- L — расчетная длина торсиона в см;
- β — угол закручивания торсиона в градусах.

Момент, закручивающий торсион, равен

$$M = P_k l = P_k a \cos(\alpha_0 - \beta),$$

где P_k — усилие, приложенное к оси катка, в кг;

l — плечо силы P_k в см;

α_0 — угол наклона балансира в градусах при полной разгрузке катка;

a — длина балансира в см.

Из равенства момента сопротивления торсиона скручиванию и закручивающего момента определяем силу P_k

$$P_k = \frac{\pi d^4 G}{32L} \beta \frac{\pi}{180^\circ} \frac{1}{a \cos(\alpha_0 - \beta)}.$$

Перемещение катка по вертикали равно

$$f_k = a \sin \alpha_j - a \sin(\alpha_0 - \beta).$$

Задаваясь различными значениями угла β , определяем значения P_k и f_k и строим график

$$P_k = f(f_k).$$

Зависимость $P_k = f(f_k)$ называется характеристикой подвески. На рис. 175 приведена примерная характеристика торсионной подвески. При $f_k = f_{k_1}$, когда $\beta = \alpha_0$ и балансир расположен горизонтально, кривая $P_k = f(f_k)$ имеет перегиб.

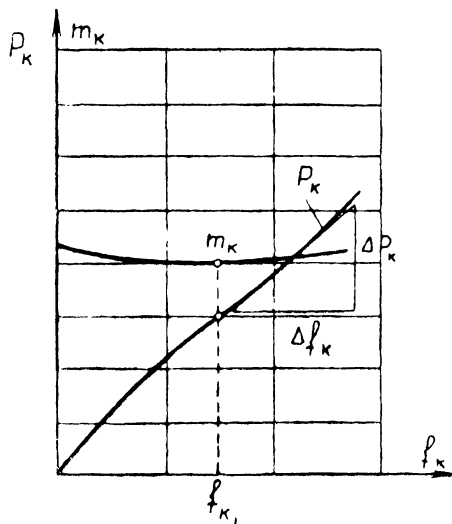


Рис. 175

Условная вертикальная рессора расчетной схемы должна иметь ту же характеристику, что и торсионная.

Приведенная жесткость определяется как первая производная от функции $P_k = f(f_k)$ по f_k , т. е.

$$m_k = \frac{dP_k}{df_k}. \quad (143)$$

Для аналитического определения m_k необходимо определить предварительно функцию $P_k = f(f_k)$, т. е. для построенной характеристики подвески необходимо подобрать уравнение и найти ее производную. В большинстве случаев m_k определяют графоаналитическим методом, дающим достаточно точные результаты. Приведенная жесткость m_k пропорциональна тангенсу угла наклона касательной к кривой $P_k = f(f_k)$. Пользуясь масштабом силы P_k и масштабом перемещения катка, приведенную жесткость можно определить как

$$m_k = \frac{\Delta P_k}{\Delta f_k},$$

где ΔP_k в $\kappa 2$, а f_k в m .

На рис. 175 построен график m_k . Наименьшее значение m_k для торсионной рессоры будет при значении $f_k = f_{k1}$, когда балансир расположен горизонтально. Характеристики торсионных рессор близки к прямолинейным и поэтому часто приведенную жесткость этих рессор принимают постоянной.

В такой же последовательности можно построить приведенную к катку характеристику любой рессоры независимой подвески. В отдельных случаях удобнее задаваться не деформацией упругого элемента, а вертикальным перемещением катка, определяя последовательно деформацию упругого элемента, силу или момент сопротивления упругого элемента и силу P_k .

При балансирной подвеске расчетная схема будет состоять из условных рессор, установленных вертикально над условными катками, расположенными под осями крепления блоков подвески. Если блок подвески включает по два-три и более катка, то такой блок заменяется одним условным катком с условной вертикальной рессорой, расположенной над осью условного катка. Характеристикой условной рессоры такой подвески является зависимость силы, приложенной к оси крепления блока, от вертикального перемещения всех катков блока.

В простейшей схеме балансирной подвески (рис. 176), когда $m_{p1} = m_{p2}$, а $a = b$, очевидно, силы $P_{k1} = P_{k2}$, $Q = P_{k1} + P_{k2}$ и приведенная жесткость равна удвоенной жесткости рессор, т. е. $m_k = 2m_{p1}$.

В более сложных схемах, когда жесткости рессор и плечи балансиров неодинаковы, вертикальное перемещение всех кат-

ков блока будет сопровождаться угловыми перемещениями балансиров. Поэтому сила, приложенная к оси крепления блока, должна быть подсчитана с учетом этого углового перемещения балансиров.

Помимо приведенной жесткости, важными параметрами системы поддресоривания, характеризующими работу подвески, являются потенциальная энергия подвески (удельная потенциальная энергия) и коэффициент динамичности рессоры.

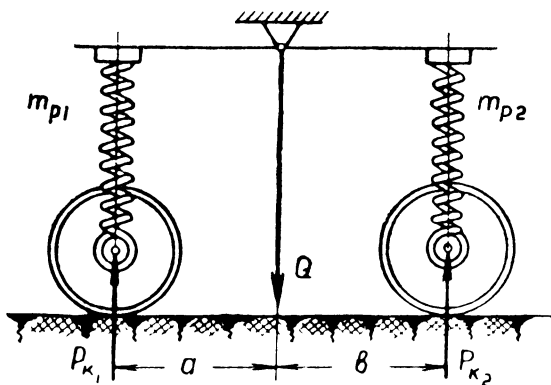


Рис. 176

Потенциальной энергией подвески W при вертикальных перемещениях корпуса называется сумма работ, необходимых для полной деформации всех рессор от полного разгруженного состояния до упора балансиров в ограничители хода катков. Потенциальная энергия на графике характеристики рессоры (см. рис. 175) пропорциональна площади, ограниченной кривой $P_{к} = f(f_{к})$ и осью абсцисс. Очевидно,

$$W = 2 \sum_{i=1}^n \int_{f_{кi}=0}^{f_{кi\max}} P_{к} df_{кi}, \quad (144)$$

где n — число катков одного борта;

i — номер катка.

При линейной характеристике подвески

$$W = 2 \sum_{i=1}^n \frac{P_{кi\max} f_{кi\max}}{2} = \sum_{i=1}^n \frac{2m_{кi} f_{кi\max}^2}{2} = \sum_{i=1}^n m_{кi} f_{кi\max}^2. \quad (144a)$$

Удельной потенциальной энергией подвески называется отношение потенциальной энергии подвески к поддресоренному весу танка, т. е.

$$\lambda = \frac{W}{G_n}. \quad (145)$$

Для большинства современных танков с независимыми подвесками значения λ лежат в пределах от 20 до 50 см (для блокированных — от 10 до 25 см). Очевидно, чем больше удельная потенциальная энергия, тем, при прочих равных условиях, меньше вероятности ударов балансиров в ограничители хода во время движения танка по неровностям и выше средняя скорость движения. При установке эффективных амортизаторов вероятность жестких ударов балансиров в ограничители хода при движении танка по неровностям значительно уменьшается.

Коэффициент динамичности рессоры есть отношение

$$K = \frac{P_{\text{кmax}}}{P_{\text{кст}}}, \quad (146)$$

где $P_{\text{кmax}}$ — максимальное усилие, которое нужно приложить к оси катка при полном сжатии упругого элемента подвески;

$P_{\text{кст}}$ — статическая нагрузка на каток.

Чем больше коэффициент динамичности рессоры, тем меньше вероятность жесткого удара балансиров катков в ограничители хода.

§ 2. ЦЕНТР УПРУГОСТИ, СИММЕТРИЧНАЯ И НЕСИММЕТРИЧНАЯ ПОДВЕСКИ

В целях обеспечения лучшей проходимости танка по слабым грунтам необходимо равномерное распределение нормальной нагрузки по длине опорной поверхности гусениц. При этих условиях будет лучше сцепление гусениц с грунтом и меньше сопротивление движению танка. Полной равномерности распределения нормальной нагрузки по всей длине опорной поверхности достигнуть нельзя. Можно только обеспечить более равномерное распределение веса танка по отдельным каткам. В этом случае будут равномерно нагружены подшипники и шины катков, что весьма важно в отношении обеспечения надежности работы этих элементов ходовой части танка. Однако и эту задачу не всегда удается решить. Обычно центр тяжести танка несколько сдвинут относительно центра опорной поверхности гусениц и, кроме того, даже при совпадении расположения центра тяжести подрессоренной части танка по длине с центром опорной поверхности гусениц не всегда удается расположить катки на одинаковом расстоянии от центра опорной поверхности гусениц.

Данное обстоятельство вносит некоторые особенности в работу подвески танка. В связи с этим различаем подвески симметричные

и несимметричные. Симметричными подвесками называются подвески, у которых центр упругости совпадает с центром тяжести корпуса; несимметричными — у которых нет такого совпадения.

Под центром упругости подвески понимается точка, обладающая следующими свойствами: при приложении к этой точке вертикальной силы корпус перемещается параллельно самому себе, а при приложении момента в продольной плоскости танка корпус поворачивается относительно поперечной оси, проходящей через центр упругости.

При приложении к центру упругости силы P (рис. 177) корпус танка должен переместиться вниз на величину z . При этом дополнительные силы упругости всех рессор, уравновешивающие силу P ,

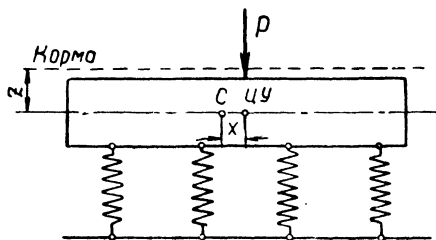


Рис. 177

будут равны сумме произведений приведенных жесткостей на деформацию всех рессор, т. е.

$$z \sum_1^n 2m_{к_i} = P.$$

С другой стороны, моменты от дополнительных сил рессор относительно поперечной оси y , проходящей через центр тяжести корпуса, равны моменту силы P , т. е.

$$\sum_1^{n_1} 2m_{к_i} z l_i - \sum_1^{n_2} 2m_{к_i} z l_i = Px,$$

где x — расстояние центра упругости по длине машины от центра тяжести;

n_2 — число кормовых рессор одного борта;

n_1 — число носовых рессор одного борта;

l_i — расстояние оси катка от нормали, опущенной из центра тяжести корпуса на плоскость движения.

Смещение центра упругости равно

$$x = \frac{\sum_1^{n_1} 2m_{к_i} z l_i - \sum_1^{n_2} 2m_{к_i} z l_i}{P},$$

или, подставляя значение силы P , получим

$$x = \frac{\sum_1^{n_1} 2m_{кi} l_i - \sum_1^{n_2} 2m_{кi} l_i}{\sum_1^n 2m_{кi}}.$$

Приняв знак для l_i кормовых рессор отрицательным, а для носовых — положительным, можем написать

$$x = \frac{\sum_1^n 2m_{кi} l_i}{\sum_1^n 2m_{кi}^*}.$$

К таким же результатам придем, рассматривая случаи приложения момента (рис. 178).

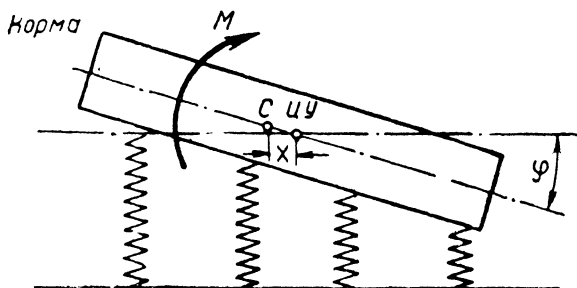


Рис. 178

Очевидно, если $\sum_1^n 2m_{кi} l_i = 0$, то $x = 0$, и центр упругости будет совпадать с центром тяжести подрессоренной части танка.

Следовательно, подвеска, у которой $\sum_1^n 2m_{кi} l_i = 0$, называется симметричной. Частным случаем симметричной подвески будет подвеска с симметричным расположением рессор относительно поперечной нормальной плоскости, проходящей через центр тяжести корпуса танка, с одинаковым значением приведенной жесткости для всех рессор.

Если подвеска несимметричная, то вертикальные перемещения центра тяжести корпуса всегда будут сопровождаться угловыми перемещениями корпуса, и наоборот, угловые перемещения — вертикальными перемещениями центра тяжести корпуса.

При симметричной подвеске вертикальные перемещения центра тяжести корпуса не будут сопровождаться его угловыми перемещениями, а угловые перемещения — вертикальными перемещениями центра тяжести. Угловые и вертикальные перемещения корпуса в этом случае, очевидно, могут происходить одновременно, но независимо друг от друга.

§ 3. ПАРАМЕТРЫ ПЛАВНОСТИ ХОДА И ВЛИЯНИЕ ИХ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЭКИПАЖА, МЕТКОСТЬ СТРЕЛБЫ И ПРОЧНОСТЬ ТАНКА

Колебания корпуса танка характеризуются периодами вертикальных и угловых колебаний, амплитудами, скоростями и ускорениями колебательного движения. Эти величины называются параметрами плавности хода.

Периоды колебаний корпуса танка влияют главным образом на работоспособность экипажа. Опытном установлено, что наиболее благоприятными для экипажа периодами собственных колебаний корпуса являются периоды, лежащие выше $0,5$ сек. При периоде колебаний меньше $0,5$ сек наблюдается быстрая утомляемость экипажа из-за тряски. Утомляют экипаж и длительные колебания с периодом свыше $1,8$ сек, так как в этом случае экипаж «укачивается» и у него появляются признаки морской болезни.

Амплитуды, скорости и ускорения должны быть по возможности меньше. Чем меньше амплитуда колебаний, тем меньше скорость и ускорение колебательного движения, поэтому подвеска должна по возможности исключать сильное раскачивание корпуса. Это достигается путем подбора рессор и амортизаторов соответствующих характеристик.

Практикой установлено, что допустимые ускорения корпуса в месте расположения сидения водителя не должны превышать $4g$ (где g — ускорение силы тяжести). При отдельных ударах, когда ускорения меньше $4g$, механик-водитель не снижает скорости движения танка. Ускорения больше $4g$ могут возникать только в результате ударов катков в ограничители хода при наезде танка на высокие неровности или при сильном раскачивании корпуса, когда выбирается весь динамический ход катка.

Часто повторяющиеся ускорения больше $4g$ вызывают быстрое утомление членов экипажа, создают трудности в управлении машиной и в наблюдении за местностью, не говоря уже о невозможности ведения огня с ходу в этих условиях.

При ускорении свыше $10g$ возможны травмы экипажа и поломка отдельных деталей машины.

При вертикальных колебаниях во время движения танка по небольшим, но частым неровностям при длительном их воздействии допустимыми ускорениями считаются ускорения, не превышающие $0,5g$.

Для ведения прицельного огня с ходу желательно иметь незначительные амплитуды и большие периоды колебаний корпуса. В этом отношении наиболее подходящей будет подвеска с мягкими рессорами и мощными амортизаторами. Периоды угловых продольных колебаний корпуса для обеспечения прицельного огня с ходу должны быть больше одной секунды.

Глава 2

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА

Собственными колебаниями системы называются колебания, когда система предоставляется самой себе после того, как по каким-либо причинам было нарушено ее равновесие.

Равновесие системы может нарушаться по разным причинам. Наиболее типичным нарушением равновесия системы будет случай при переезде танком какой-либо неровности. В процессе переезда неровности движение поддресоренного корпуса будет определяться как свойствами колебательной системы, так и характеристикой неровности и скорости движения. Исследование движения корпуса при переезде неровности рассматривается в главе 3. После переезда неровности движение корпуса целиком определяется только свойствами самой колебательной системы — корпус совершает собственные колебания. Чем сильнее толчок, который передается на корпус в момент переезда через неровности, тем больше энергия колебательного движения корпуса.

Внешний толчок может быть сообщен колебательной системе и при движении танка по ровной дороге в момент торможения его или разгона, или в момент выстрела из орудия. После прекращения внешнего воздействия на корпус последний будет совершать собственные колебания.

Задача данного раздела курса состоит в исследовании собственных колебаний, в установлении зависимости этих колебаний от конструктивных особенностей танка и его подвески.

§ 1. СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА ПРИ ОТСУТСТВИИ СИЛ ТРЕНИЯ В ПОДВЕСКЕ

1. Собственные колебания корпуса танка при несимметричной подвеске

а) Выбор системы координат

Если не учитывать угловые поперечные колебания и влияние гусеничных цепей, то положение корпуса в процессе колебаний полностью определяется по его угловому перемещению и по верти-

кальному перемещению центра тяжести. В соответствии с этим примем следующую систему координат (рис. 179).

Начало координат совместим с центром тяжести корпуса при его положении в статическом равновесии. Перемещение центра тяжести корпуса вниз относительно положения статического равновесия примем положительным, а перемещение вверх — отрицательным, т. е. за положительное направление оси z примем направление вниз. В соответствии с этим определится и знак проекций внешних сил, приложенных к корпусу.

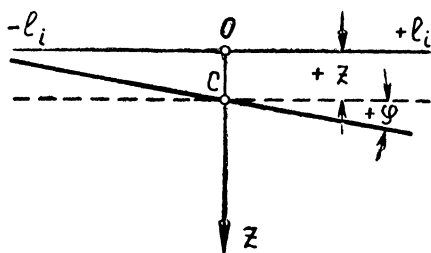


Рис. 179

Угловое перемещение корпуса φ вокруг поперечной оси y , проходящей через центр тяжести корпуса, на нос примем положительным. В зависимости от этого определится и знак моментов внешних сил, приложенных к корпусу.

Силы упругости рессор и моменты этих сил относительно поперечной оси y будем определять через деформацию рессор и приведенную жесткость подвески. Сила упругости рессор всегда направлена в сторону, противоположную деформации.

Расстояние от поперечной плоскости, проходящей через центр тяжести корпуса и перпендикулярной к плоскости движения танка до осей передних катков, примем положительным, а расстояние до осей задних катков — отрицательным.

В соответствии с этим дополнительные деформации рессор, возникающие при угловом перемещении корпуса, будут определяться выражением φl_i . Например, если угол φ положительный, т. е. корпус наклонен на нос, то дополнительная деформация носовых рессор будет положительной, а кормовых — отрицательной.

Задача исследования собственных колебаний подрессоренного корпуса танка сводится к исследованию дифференциальных уравнений движения корпуса в этих координатах с целью определения частоты и периода колебаний в зависимости от конструктивных параметров машины. Формулы, полученные в результате решения этих уравнений, позволяют определить положение корпуса танка в любой момент времени относительно положения статического равновесия.

б) Составление дифференциального уравнения вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка

Рассмотрим какое-либо положение корпуса, которое он может занимать в процессе колебаний. Предположим, что центр тяжести корпуса опустился вниз по отношению к положению при статическом равновесии на величину z и повернулся на нос на угол φ (рис. 180). В соответствии с принятой системой координат оба эти перемещения корпуса будут положительными.

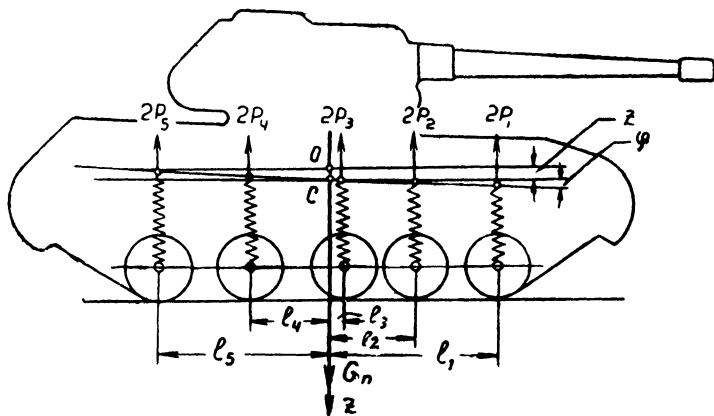


Рис. 180

Составим дифференциальное уравнение вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка, для чего спроектируем все силы на ось z . Сумма проекций всех внешних сил на ось z , действующих на корпус, в соответствии со вторым законом механики будет равна массе корпуса, умноженной на вертикальное ускорение z , т. е.

$$\sum Z = G_n + \sum_1^n 2P_i = m_n \ddot{z}, \quad (147)$$

где $\sum_1^n 2P_i$ — сумма проекций сил упругости всех рессор на ось z ;

m_n — поддрессоренная масса танка;

z — вертикальное ускорение центра тяжести корпуса.

Выразим сумму проекций сил упругости всех рессор через введенные жесткости подвески $m_{к_i}$ и деформации рессор

$$\sum_1^n 2P_i = - \sum_1^n 2m_{к_i}(z + \varphi l_i + f_{ст_i}), \quad (148)$$

где $z + \varphi l_i + f_{ст_i}$ — деформации i -ой рессоры.

Знак минус указывает на то, что силы упругости рессор направлены в противоположную сторону их деформации.

Деформация рессор складывается из трех величин:

а) из статической деформации $f_{ст_i}$;

б) из деформации, возникающей в результате вертикального перемещения корпуса на величину z относительно положения статического равновесия;

в) из деформации рессор φl_i , возникающей в результате углового перемещения корпуса на угол φ .

Соответственно силы упругости рессор можно также представить как сумму сил, пропорциональных деформациям, т. е.

$$\sum_1^n 2P_i = -z \sum_1^n 2m_{к_i} - \varphi \sum_1^n 2m_{к_i} l_i - \sum_1^n 2m_{к_i} f_{ст_i}. \quad (148a)$$

Дополнительная сила упругости рессор $-z \sum_1^n 2m_{к_i}$, возникающая в результате вертикального перемещения корпуса, всегда направлена в сторону, противоположную перемещению, что и учитывается знаком минус, стоящим перед выражением.

Дополнительная сила упругости рессор $-\varphi \sum_1^n 2m_{к_i} l_i$, возникающая в результате углового перемещения корпуса, зависит как от направления этого углового перемещения, так и от знака выражения $\sum_1^n 2m_{к_i} l_i$. Знак этого выражения будет зависеть от соотношения

суммы произведения $\sum_1^{n_1} 2m_{к_i} l_i$ для носовых и $\sum_1^{n_2} 2m_{к_i} l_i$ для кормовых рессор.

Следовательно, знак выражения $\sum_1^n 2m_{к_i} l_i$ может быть как положительным, так и отрицательным.

Сила упругости рессор, равная $-\sum_1^n 2m_{к_i} f_{ст_i}$, соответствует

силе упругости при статическом прогибе рессор. Эта сила уравнивает силу веса G_n .

Следует также отметить, что результирующая сила ΣZ при угловом перемещении корпуса может стать равной нулю не только при положении центра тяжести корпуса, соответствующем положению статического равновесия. Так, если передние рессоры дают большее значение дополнительной силы упругости $-\varphi \sum_1^{n_1} 2m_{\kappa_i} l_i$,

чем кормовые, то при повороте корпуса на корму сила ΣZ будет равна нулю при положении центра тяжести ниже статического равновесия.

Вертикальные колебания центра тяжести корпуса танка, так же как и угловые колебания корпуса, не зависят от характера распределения подрессоренного веса танка по каткам при статическом положении корпуса. При неравномерном распределении веса по каткам значения упругих сил разных рессор в процессе колебаний будут различными, но процесс колебаний будет определяться только изменением дополнительных сил упругости рессор, возникающих в процессе колебаний, по отношению к силам упругости рессор при статическом положении корпуса.

Дифференциальное уравнение вертикальных колебаний центра тяжести корпуса можно написать в следующем виде:

$$G_n - z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} - \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i - \sum_1^n 2m_{\kappa_i} f_{ст_i} = m_n \ddot{z}.$$

Учитывая, что $G_n - \sum_1^n 2m_{\kappa_i} f_{ст_i} = 0$, дифференциальное уравнение вертикальных колебаний корпуса можно написать так:

$$-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} - \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i = m_n \ddot{z}$$

или

$$\ddot{z} + az + b\varphi = 0, \quad (147a)$$

где

$$a = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i}}{m_n}; \quad (149)$$

$$b = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i}{m_n}. \quad (150)$$

Наличие в дифференциальном уравнении вертикальных колебаний корпуса координаты φ свидетельствует о том, что вертикальные колебания центра тяжести корпуса связаны с угловыми колебаниями корпуса. Центр тяжести корпуса в случае несимметричной подвески может совершать гармонические вертикальные колебания, корпус же танка таких вертикальных колебаний, т. е. перемещений параллельно самому себе вверх и вниз относительно положения статического равновесия, совершать не может.

Составленное дифференциальное уравнение вертикальных колебаний центра тяжести корпуса необходимо решать совместно с дифференциальным уравнением угловых продольных колебаний.

в) Составление дифференциального уравнения угловых колебаний корпуса танка

При составлении дифференциального уравнения угловых продольных колебаний корпуса танка необходимо рассмотреть какое-либо положение корпуса, которое он занимает в процессе колебаний. В частности, можно рассмотреть то же положение корпуса, что и при выводе дифференциального уравнения вертикальных колебаний. Дифференциальное уравнение угловых продольных колебаний в соответствии со вторым законом механики можно написать в следующем виде:

$$M_{B_y} = I_y \ddot{\varphi}, \quad (151)$$

где M_{B_y} — момент от упругих сил рессор;

I_y — момент инерции корпуса;

$\ddot{\varphi}$ — угловое ускорение.

При перемещении центра тяжести корпуса вниз на координату z и при повороте корпуса на нос на угол φ на корпус будет действовать момент от упругих сил рессор, равный

$$M_{B_y} = - \sum_1^n 2m_{\kappa_i} (z + \varphi l_i + f_{CT_i}) l_i. \quad (152)$$

Этот момент можно выразить так

$$M_{B_y} = -z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i - \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 - \sum_1^n 2m_{\kappa_i} f_{CT_i} l_i,$$

тогда дифференциальное уравнение можно представить в следующем виде:

$$-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i - \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 - \sum_1^n 2m_{\kappa_i} f_{CT_i} l_i = I_y \ddot{\varphi}.$$

Так как

$$\sum_1^n 2m_{\kappa_i} f_{\text{стр}} l_i = 0,$$

то уравнение примет вид

$$-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i - \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 = I_y \ddot{\varphi}.$$

Момент $-\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2$ всегда направлен по отношению к угловому перемещению φ в противоположную сторону, поскольку $\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 > 0$.

Знак момента от дополнительных сил упругости рессор, возникающих в результате вертикального перемещения корпуса на координату z , зависит от знака суммы $\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i$ и знака z . Сле-

довательно, момент $-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i$ может совпадать по знаку

с моментом $-\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2$, а может быть направлен в противо-

положную сторону. При положительном значении обеих координат, т. е. при перемещении корпуса вниз и при большем значении суммы $\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i$ для носовых рессор, чем для кормовых,

момент $-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i$ будет иметь тот же знак, что и основной

момент от упругих сил рессор, возникающий в результате углового перемещения.

Дифференциальное уравнение угловых продольных колебаний можно написать в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} + c\varphi + dz = 0, \quad (151a)$$

где

$$c = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2}{I_y}; \quad (153)$$

$$d = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i}{I_y} . \quad (154)$$

Дифференциальное уравнение угловых продольных колебаний корпуса танка содержит координату z , поэтому решать его нужно совместно с дифференциальным уравнением вертикальных колебаний центра тяжести корпуса.

При выводе дифференциальных уравнений вертикальных и угловых колебаний корпуса танка мы рассматривали положение корпуса, которое он может занимать в процессе колебаний с положительными значениями координат z и φ . Очевидно, эти уравнения можно составить, рассматривая любое произвольное положение корпуса.

Отметим, что если коэффициент b в дифференциальном уравнении вертикальных колебаний центра тяжести корпуса будет отрицательным, то и коэффициент d в дифференциальном уравнении угловых продольных колебаний также будет отрицательным.

Выведенные дифференциальные уравнения колебаний корпуса танка справедливы только в тех пределах перемещений корпуса, когда амплитуда колебаний корпуса относительно крайних катков не превышает меньшего из двух значений ходов катков: статического или динамического. Если статический ход катков меньше динамического, что присуще почти всем гусеничным машинам, то при перемещении корпуса вверх относительно положения статического равновесия на величину, большую этого хода, произойдет отрыв катков от грунта и колебания корпуса не будут характеризоваться выведенными выше уравнениями. Если динамический ход катка меньше статического, что встречается весьма редко, то произойдет изменение характера движения корпуса вследствие ударов балансиров катков в ограничители хода. При неравномерном распределении нагрузок по каткам статический и динамический хода у различных катков, очевидно, будут различными. В этом случае выведенные дифференциальные уравнения действительны в пределах наименьшего хода катка.

г) Решение дифференциальных уравнений собственных колебаний корпуса танка

Полученные дифференциальные уравнения

$$\begin{aligned} \ddot{z} + az + b\varphi &= 0; \\ \ddot{\varphi} + c\varphi + dz &= 0 \end{aligned}$$

надо решать совместно.

Решение такой системы уравнений имеет вид

$$z = A \cos(kt + \alpha); \quad (155)$$

$$\varphi = B \cos(kt + \alpha), \quad (156)$$

где A — амплитуда вертикальных колебаний в m ;
 B — амплитуда угловых колебаний в радианах;
 k — круговая частота в $1/сек$;
 α — начальная фаза в радианах;
 t — время в $сек$.

Определим частоты колебаний. Для этого продифференцируем два раза обе части равенств (155) и (156)

$$\ddot{z} = -Ak^2 \cos(kt + \alpha);$$

$$\ddot{\varphi} = -Bk^2 \cos(kt + \alpha).$$

Подставляя значения z , \dot{z} , φ , $\dot{\varphi}$ в дифференциальные уравнения колебаний корпуса танка и сократив эти уравнения на $\cos(kt + \alpha)$, получим характеристические уравнения

$$-Ak^2 + Aa + Bb = 0;$$

$$-Bk^2 + Bc + Ad = 0$$

или

$$A(k^2 - a) = Bb;$$

$$B(k^2 - c) = Ad$$

или

$$A(k^2 - a) = Bb;$$

$$Ad = B(k^2 - c).$$

Разделив эти равенства почленно

$$\frac{k^2 - a}{d} = \frac{b}{k^2 - c},$$

получим уравнение частот

$$k^4 - (a + c)k^2 + (ac - bd) = 0.$$

Решая это уравнение, получим частоты колебаний

$$\begin{aligned} k_1^2 &= \frac{a+c}{2} + \sqrt{\left(\frac{a+c}{2}\right)^2 - (ac - bd)} = \\ &= \frac{a+c}{2} + \sqrt{\left(\frac{a-c}{2}\right)^2 + bd}; \end{aligned} \quad (157)$$

$$k_2^2 = \frac{a+c}{2} - \sqrt{\left(\frac{a-c}{2}\right)^2 + bd}. \quad (158)$$

На основании полученного решения приходим к выводу, что существуют два вида независимых друг от друга гармонических колебаний корпуса танка: одно с частотой k_1 и другое с частотой k_2 .

Корню k_1 соответствуют частные решения дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} z_1 &= A_1 \cos(k_1 t + \alpha_1); \\ \varphi_1 &= B_1 \cos(k_1 t + \alpha_1). \end{aligned}$$

Корню k_2 соответствуют частные решения уравнений

$$\begin{aligned} z_2 &= A_2 \cos(k_2 t + \alpha_2); \\ \varphi_2 &= B_2 \cos(k_2 t + \alpha_2). \end{aligned}$$

Сумма частных решений также будет решением дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} z &= z_1 + z_2 = A_1 \cos(k_1 t + \alpha_1) + A_2 \cos(k_2 t + \alpha_2); \\ \varphi &= \varphi_1 + \varphi_2 = B_1 \cos(k_1 t + \alpha_1) + B_2 \cos(k_2 t + \alpha_2). \end{aligned}$$

Таким образом, центр тяжести корпуса совершает сложное движение вдоль оси z , состоящее из суммы двух гармонических колебаний с определенными амплитудами: одно с частотой k_1 и другое с частотой k_2 .

Одновременно с этим корпус совершает сложное угловое перемещение, состоящее из суммы двух гармонических угловых колебаний с определенными амплитудами и с теми же частотами k_1 и k_2 , что и вертикальные колебания центра тяжести.

Для окончательного решения уравнений, где все величины были бы выражены цифрами, необходимо определить постоянные A_1 , A_2 , B_1 , B_2 , α_1 , α_2 . По начальным условиям мы можем определить только четыре постоянных. Для уменьшения количества постоянных с шести до четырех воспользуемся ранее выведенным уравнением

$$A(k^2 - a) = Bb.$$

Откуда

$$\frac{A}{b} = \frac{B}{k^2 - a}.$$

Для частных решений обозначим $\frac{A_1}{b} = \frac{B_1}{k_1^2 - a}$ через C_1 , а

$$\frac{A_2}{b} = \frac{B_2}{k_2^2 - a} \text{ через } C_2.$$

$$\text{Тогда } A_1 = C_1 b; \quad B_1 = C_1 (k_1^2 - a);$$

$$A_2 = C_2 b; \quad B_2 = C_2 (k_2^2 - a).$$

Окончательное решение дифференциальных уравнений можно написать в следующем виде:

$$z = z_1 + z_2 = C_1 b \cos(k_1 t + \alpha_1) + C_2 b \cos(k_2 t + \alpha_2); \quad (159)$$

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = C_1 (k_1^2 - a) \cos(k_1 t + \alpha_1) + C_2 (k_2^2 - a) \cos(k_2 t + \alpha_2). \quad (160)$$

Постоянные интегрирования C_1 , C_2 , α_1 и α_2 определяются по начальным условиям. В частности, мы можем принять следующие начальные условия: при $t=0$ $z = z_0$, $\varphi = \varphi_0$, $\dot{z} = \dot{z}_0 = 0$, $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 = 0$.

В этом случае задача сводится к решению системы уравнений:

$$z_0 = C_1 b \cos \alpha_1 + C_2 b \cos \alpha_2; \quad (\text{а})$$

$$\varphi_0 = C_1 (k_1^2 - a) \cos \alpha_1 + C_2 (k_2^2 - a) \cos \alpha_2; \quad (\text{б})$$

$$0 = -C_1 b k_1 \sin \alpha_1 - C_2 b k_2 \sin \alpha_2; \quad (\text{в})$$

$$0 = -k_1 C_1 (k_1^2 - a) \sin \alpha_1 - k_2 C_2 (k_2^2 - a) \sin \alpha_2. \quad (\text{г})$$

Нулевые значения скорости \dot{z}_0 и $\dot{\varphi}_0$ в процессе колебаний будут в том случае, когда корпус, совершая гармонические колебания с частотами k_1 и k_2 , имеет максимальные отклонения от положения статического равновесия, т. е. переместится на соответствующие амплитуды этих колебаний. Действительно, уравнения (в) и (г) удовлетворяются только при

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_2 = 0,$$

откуда

$$\alpha_1 = n_1 \pi;$$

$$\alpha_2 = n_2 \pi,$$

где

$$n_{1,2} = 0, 1, 2, 3 \text{ и т. д.},$$

т. е. когда начальная фаза или равна $0, 2\pi, 4\pi$ и т. д., что свидетельствует о перемещении корпуса при обоих колебаниях на полные амплитуды, или $\alpha_{1,2} = 1\pi, 3\pi, 5\pi$ и т. д., что соответствует перемещению корпуса на полные амплитуды, но в противоположную сторону. Поэтому безразлично, какое взять значение n_1 и n_2 — четное или нечетное, так как соответственно изменится C_1 и C_2 . Примем $n_1 = n_2 = 0$, тогда уравнения примут вид

$$z_0 = C_1 b + C_2 b;$$

$$\varphi_0 = C_1 (k_1^2 - a) + C_2 (k_2^2 - a),$$

откуда

$$C_1 = \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_2^2 - a)}{b [(k_1^2 - a) - (k_2^2 - a)]} = \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_2^2 - a)}{b (k_2^2 - k_1^2)};$$

$$C_2 = \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_1^2 - a)}{b (k_2^2 - k_1^2)}.$$

При нечетном значении n_1 и n_2

$$C_1 = \frac{-\varphi_0 b - z_0 (k_2^2 - a)}{b (k_1^2 - k_2^2)};$$

$$C_2 = - \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_1^2 - a)}{b (k_2^2 - k_1^2)}.$$

При нечетном значении, например, только n_1

$$C_1 = - \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_2^2 - a)}{b (k_1^2 - k_2^2)};$$

$$C_2 = \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_1^2 - a)}{b (k_2^2 - k_1^2)}.$$

д) Центры колебаний корпуса танка

Колебания корпуса с частотой k_1 , сопровождающиеся гармоническими вертикальными колебаниями центра тяжести корпуса $z_1 = C_1 b \cos(k_1 t + \alpha_1)$ и угловыми колебаниями корпуса $\varphi_1 = C_1 (k_1^2 - a) \cos(k_1 t + \alpha_1)$, можно представить как угловые колебания относительно поперечной оси, расположенной на расстоянии d_1 от центра тяжести корпуса

$$d_1 = \frac{z_1}{\varphi_1} = \frac{C_1 b \cos(k_1 t + \alpha_1)}{C_1 (k_1^2 - a) \cos(k_1 t + \alpha_1)} = \frac{b}{(k_1^2 - a)}. \quad (161)$$

Из формулы (157) видно, что $k_1^2 > a$. Тогда положение оси, вокруг которой происходят колебания корпуса с частотой k_1 , определяется знаком b . Как известно, коэффициент b равен

$$b = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i}{m_n}.$$

Если носовые рессоры дают большее значение суммы $\sum 2m_{\kappa_i} l_i$, чем кормовые, то знак b будет положительным. А это значит, что при колебаниях с частотой k_1 вертикальные перемещения центра тяжести корпуса и угловые перемещения последнего всегда должны быть одинакового знака.

Если центр тяжести корпуса при колебаниях с частотой k_1 переместился вниз на какую-то координату z_1 , то одновременно корпус должен наклониться на нос на соответствующий угол φ_1 , так

как $\varphi_1 = \frac{z_1}{d_1}$. Следовательно, ось, вокруг которой происходит колебание корпуса с частотой k_1 , расположена в стороне кормы корпуса. Центром колебаний O_1 мы называем точку пересечения поперечной оси, вокруг которой происходят колебания с частотой k_1 .

с продольной плоскостью танка, проходящей через центр тяжести корпуса и перпендикулярной к плоскости движения танка.

Колебания с частотой k_2 , сопровождающиеся гармоническими вертикальными колебаниями центра тяжести корпуса $z_2 = C_2 b \cos(k_2 t + \alpha_2)$ и угловыми колебаниями корпуса $\varphi_2 = C_2(k_2^2 - a) \cos(k_2 t + \alpha_2)$, можно представить как угловые колебания относительно поперечной оси, расположенной на расстоянии d_2 от центра тяжести корпуса

$$d_2 = \frac{z_2}{\varphi_2} = \frac{C_2 b \cos(k_2 t + \alpha_2)}{C_2(k_2^2 - a) \cos(k_2 t + \alpha_2)} = \frac{b}{k_2^2 - a}. \quad (162)$$

Для выяснения знака у d_2 возьмем произведение $d_1 d_2$.

$$d_1 d_2 = \frac{b^2}{(k_1^2 - a)(k_2^2 - a)}.$$

После подстановки значений k_1^2 и k_2^2 получим

$$d_1 d_2 = -\frac{b}{d} = -\frac{I_y}{m_{\text{н}}} = -\rho_y^2,$$

где ρ_y — радиус инерции корпуса.

Таким образом, знак у d_2 всегда противоположен знаку у d_1 .

Если носовые рессоры дают большее значение суммы $\sum 2m_{\kappa_i} l_i$, чем кормовые, то в процессе колебаний с частотой k_2 при перемещении центра тяжести корпуса вниз на координату z_2 одновременно корпус должен повернуться на корму на соответствующий угол φ_2 . Следовательно, центр колебаний O_2 в этой подвеске расположен впереди, а центр колебаний O_1 сзади от центра тяжести корпуса.

На рис. 181 показана схема положения подрессоренного корпуса танка, которое он может занимать в процессе колебаний, если носовые рессоры дают большее значение суммы $\sum 2m_{\kappa_i} l_i$, чем кормовые. Корпус (см. рис. 181), совершая колебания с частотой k_1 , повернулся вокруг поперечной оси, проходящей через точку O_1 по часовой стрелке, на угол φ_1 . При этом центр тяжести корпуса опустился на координату z_1 . Совершая одновременно колебания с частотой k_2 , корпус повернулся вокруг поперечной оси, проходящей через точку O_2 , на корму на угол φ_2 и центр тяжести его опустился на координату z_2 . В результате, совершая одновременно колебания с частотами k_1 и k_2 , корпус в данный момент времени занимает положение с наклоном на корму на угол φ , равный разности углов φ_2 и φ_1 . Центр тяжести при этом опустился на величину z , равную сумме z_1 и z_2 .

Поскольку колебания с частотой k_1 и k_2 не зависят друг от друга, то может быть любое сочетание этих колебаний. В процессе колебаний корпус может занимать положение, изображенное на рис. 180, и при другом сочетании колебаний — положение, изображенное на рис. 181.

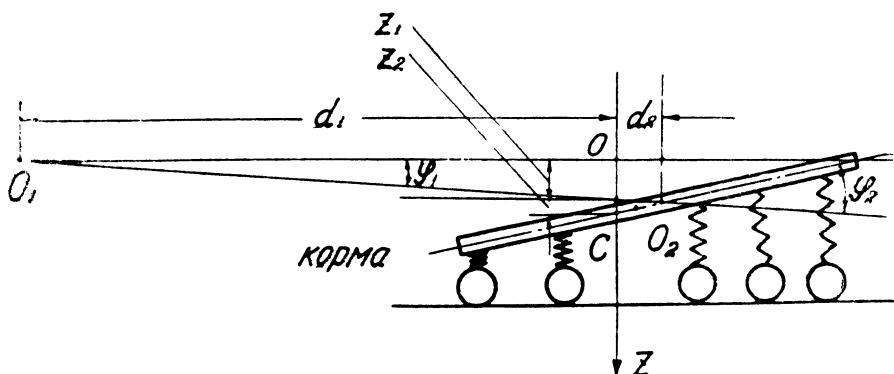


Рис. 181

Если носовые рессоры дают меньшее значение суммы $\sum 2m_k l_i$, чем кормовые, то центр колебаний O_1 будет расположен впереди центра тяжести, а центр колебаний O_2 сзади, т. е. будет смещен к корме танка. При практических подсчетах для различных танков с несимметричной подвеской d_2 — величина очень малая и не превышает нескольких десятых метра; d_1 , наоборот, составляет несколько десятков метров. Чем меньше отклонение данной подвески от симметричной, тем меньше смещение центра O_2 относительно центра тяжести корпуса, а центр колебаний O_1 больше удаляется от центра тяжести.

При незначительных отклонениях подвески от симметричности практически можно считать колебания с частотой k_1 как вертикальные колебания корпуса танка, а колебания с частотой k_2 — как угловые относительно оси, проходящей через центр тяжести корпуса.

Необходимо подчеркнуть, что колебания с частотой k_1 можно рассматривать как вертикальные колебания корпуса танка, а не его центра тяжести.

Значения частот k_1 и k_2 и периодов колебаний T_1 и T_2 для различных танков лежат в следующих пределах:

$$k_1 = 6,28 \div 12,56; \quad T_1 = 1,0 \div 0,5 \text{ сек};$$

$$k_2 = 3,9 \div 9; \quad T_2 = 1,6 \div 0,7 \text{ сек}.$$

Колебания корпуса танка с частотами k_1 и k_2 в случае несимметричной подвески можно исследовать в новой системе угловых координат, связанных с центрами колебаний O_1 и O_2 , называемых нормальными, или главными, координатами. Эти угловые координаты, не в пример обобщенным координатам z и φ , будут уже независимы друг от друга.

Однако, учитывая незначительное отклонение танковых подвесок от симметричности, мы ограничимся в дальнейшем исследованием колебаний корпуса в обобщенных координатах z и φ со следующими допущениями, а именно, принимая коэффициенты b и d равными нулю, т. е. принимая подвеску симметричной.

В отдельных случаях при исследованиях колебаний гусеничных машин, имеющих подвески со значительным отклонением от симметричной, таких, как САУ и др., анализ колебаний корпусов этих машин следует проводить с учетом несимметричности подвески.

2. Собственные колебания корпуса танка при симметричной подвеске

а) Составление дифференциального уравнения вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка

Рассмотрим то же положение корпуса в процессе колебаний, что и при аналогичном выводе для случая несимметричной подвески.

Очевидно, дифференциальное уравнение вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка в случае симметричной подвески будет такое же, как и при несимметричной подвеске, только в нем не будет члена, содержащего координату φ , так как

$-\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i$ для симметричной подвески равно нулю. Возни-

кающее при угловом перемещении корпуса на нос увеличение силы упругости передних рессор будет скомпенсировано соответствующим уменьшением сил упругости кормовых рессор.

Уравнение будет иметь вид

$$-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} = m_n \ddot{z} \quad (163)$$

или

$$\ddot{z} + az = 0, \quad (163a)$$

Из этого уравнения следует, что вертикальные колебания центра тяжести корпуса не зависят от угловых колебаний корпуса. Центр тяжести корпуса, а вместе с ним и корпус будут совершать

вертикальные колебания, но одновременно могут существовать и угловые продольные колебания корпуса вокруг оси y . Когда эти два вида колебаний будут накладываться друг на друга, то гармонических вертикальных колебаний отдельных точек корпуса танка не будет, а будут вертикальные гармонические колебания только центра тяжести корпуса. Отдельные точки корпуса, не совпадающие с центром тяжести, будут совершать сложное движение, состоящее из суммы двух гармоник: колебательного движения, такого же как и у центра тяжести, и вертикальных гармонических колебаний, возникающих в результате угловых продольных колебаний корпуса.

б) Решение дифференциального уравнения вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка

Решение дифференциального уравнения $\ddot{z} + az = 0$ вертикальных колебаний центра тяжести корпуса в случае симметричной подвески можем взять в виде

$$z = A \cos(k_z t + \alpha), \quad (164)$$

где k_z — круговая частота вертикальных колебаний в 1/сек.

Для определения частоты вертикальных колебаний продифференцируем дважды равенство (164)

$$\ddot{z} = -Ak_z^2 \cos(k_z t + \alpha).$$

Подставим значения z и \ddot{z} в дифференциальное уравнение и, сократив на $A \cos(k_z t + \alpha)$, получим

$$-k_z^2 + a = 0.$$

Откуда частота будет равна

$$k_z = \sqrt{a} = \sqrt{\frac{\sum_1^n 2m_{k_i}}{m_{\Pi}}}. \quad (165)$$

В частном случае, когда для всех рессор m_k и $f_{ст}$ одинаковые, получим

$$k_z = \sqrt{\frac{2nm_k g}{G}} = \sqrt{\frac{2nm_k g}{2nm_k f_{ст}}} = \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}.$$

Частота вертикальных колебаний k_z и период $\frac{2\pi}{k_z}$ зависят от конструктивных параметров подвески m_k и n и массы корпуса. Для современных танков частоты и периоды вертикальных колебаний имеют те же численные значения, что и частота k_1 и период

T_1 в случае несимметричной подвески, поскольку практически отклонения от симметричности незначительны.

Амплитуда колебаний A и начальная фаза α определяются по начальным условиям.

Предположим, что при $t=0$ $z = z_0$ и $\dot{z} = \dot{z}_0 = 0$.

Дифференцируем обе части равенства (164)

$$\dot{z} = -Ak_z \sin(k_z t + \alpha).$$

Подставляя в это уравнение и уравнение (164) значения z и \dot{z} при $t=0$, получим

$$z = A \cos \alpha;$$

$$\dot{z} = -Ak_z \sin \alpha.$$

Так как $A \neq 0$, то $\sin \alpha = 0$ и, следовательно, $\alpha = n\pi$, где $n = 0, 1, 2, \dots$

Тогда

$$A = z_0$$

и окончательное решение будет

$$z = z_0 \cos(k_z t + n\pi).$$

В частном случае при $n = 0$

$$z = z_0 \cos k_z t.$$

Максимальное значение амплитуды вертикальных колебаний корпуса, определяемое по динамическому ходу катков, для современных танков равно $A = 0,150 \div 0,200$ м.

в) Дифференциальное уравнение угловых продольных колебаний корпуса танка

При выводе уравнения угловых продольных колебаний для случая несимметричной подвески мы получили следующее выражение:

$$-z \sum_1^n 2m_{k_i} l_i - \varphi \sum 2m_{k_i} l_i^2 - \sum_1^n 2m_{k_i} f_{ст_i} l_i = I_y \ddot{\varphi}.$$

Поскольку для любой подвески $\sum_1^n 2m_{k_i} f_{ст_i} l_i = 0$, а для симметричной подвески $\sum_1^n 2m_{k_i} l_i = 0$, уравнение можно привести

к такому виду:

$$-\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 = I_y \ddot{\varphi} \quad (166)$$

или

$$\ddot{\varphi} + c\varphi = 0, \quad (166a)$$

где

$$c = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2}{I_y}.$$

Момент от упругих сил рессор для симметричной подвески всегда по знаку противоположен угловому перемещению корпуса φ . Таким образом, и носовые и кормовые рессоры в результате углового перемещения корпуса на угол φ создают момент упругих сил, направленный в одну сторону, противоположную угловому перемещению корпуса.

Вертикальные и угловые колебания корпуса танка не зависят друг от друга и могут возникать одновременно с любым сдвигом по фазе и с любыми амплитудами в пределах, определяемых ходами катков.

При вертикальных перемещениях корпуса сумма моментов от упругих сил рессор относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса, при любом их сжатии, т. е. при любом положении корпуса относительно положения статического равновесия, равна нулю. Поскольку подвеска симметричная, то при одновременном сжатии всех рессор при вертикальном перемещении корпуса моменты сил упругости носовых рессор будут численно равны моментам сил упругости кормовых рессор и противоположны им по знаку, т. е.

$$-z \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i = 0.$$

При любом угловом перемещении корпуса сумма сил рессор не зависит от этих перемещений.

При угловом перемещении корпуса уменьшение сил упругости рессор, находящихся по одну сторону от вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, будет компенсироваться увеличением сил упругости противоположных рессор, т. е.

$$-\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i = 0.$$

Поскольку деформация рессор при происходящих одновременных вертикальных и угловых колебаниях будет зависеть от верти-

кального и углового перемещения корпуса, амплитуды как вертикальных, так и угловых колебаний должны быть меньше амплитуд, возникающих в случае только одних вертикальных или одних угловых колебаний корпуса в пределах ограниченного упругого хода катков. При сложении деформаций рессор крайних катков, вызванных вертикальными и угловыми колебаниями корпуса, отрыв катка от грунта или удар в ограничитель хода катков произойдет раньше, чем при наличии только вертикальных или только угловых колебаний.

Решение дифференциального уравнения $\ddot{\varphi} + c\varphi = 0$ угловых продольных колебаний аналогично решению уравнения $\ddot{z} + az = 0$

$$\varphi = \varphi_0 \cos(k_{\varphi} t + n\pi), \quad (167)$$

где $n = 0, 1, 2, \dots$

В частном случае при $n = 0$

$$\varphi = \varphi_0 \cos k_{\varphi} t,$$

где

$$k_{\varphi} = \sqrt{c} = \sqrt{\frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2}{I_y}}.$$

Максимальное значение амплитуд угловых продольных колебаний корпуса, определяемое по динамическому ходу крайних катков, для современных танков равно $B = 0,052 \div 0,0875$ радиана ($3 \div 5^\circ$).

Пример 1. Определить частоты и амплитуды колебаний корпуса танка с несимметричной подвеской.

Дано: $n=5$, $m_{\kappa}=40000$ кг.м для всех катков, $G_{\Pi}=30$ т, $I_y=20000$ кг.м.сек²

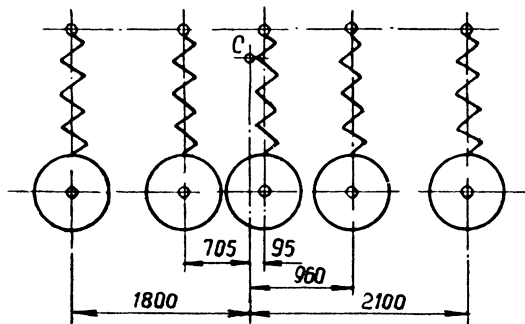


Рис. 182

Расстояния указаны на схеме (рис. 182). Начальные условия: $t = 0, \dots$
 $\varphi_0 = +0,067$, $z_0 = +0,008$ м, $\dot{\varphi}_0 = 0$ и $\dot{z}_0 = 0$.

Частоты колебаний корпуса танка равны

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{a+c}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a-c}{2}\right)^2 + bd}}.$$

Определяем коэффициенты a , b , c и d

$$a = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa}}{m_{\Pi}} = \frac{2nm_{\kappa}g}{G_{\Pi}} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 40000 \cdot 9,81}{30000} = 130,8 \frac{1}{сек};$$

$$b = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa}l_i}{m_{\Pi}} = \frac{2 \cdot 40000 \cdot 9,81}{30000} (2,1 + 0,96 + 0,095 - 0,705 - 1,8) = 17,004 \frac{м}{сек^2};$$

$$c = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa}l_i^2}{I_y} = \frac{2 \cdot 40000}{20000} (2,1^2 + 0,96^2 + 0,095^2 + 0,705^2 + 1,8^2) = 36,3106 \frac{1}{сек^2};$$

$$d = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa}l_i}{I_y} = \frac{2 \cdot 40000}{20000} (2,1 + 0,96 + 0,095 - 0,705 - 1,8) = 2,6 \frac{1}{сек^2}.$$

Подставив значение коэффициентов a , b , c и d в формулу частот, получим

$$k_1 = 11,457 \frac{1}{сек};$$

$$k_2 = 5,987 \frac{1}{сек}.$$

Периоды колебаний будут равны

$$T_1 = \frac{2\pi}{k_1} = \frac{2\pi}{11,457} = 0,548 \text{ сек};$$

$$T_2 = \frac{2\pi}{k_2} = \frac{2\pi}{5,987} = 1,049 \text{ сек}.$$

Ранее было установлено, что колебания с частотой k_1 практически можно рассматривать как вертикальные колебания корпуса, а колебания с частотой k_2 — как угловые.

Для подтверждения этого найдем положение центров колебаний O_1 и O_2 .

Расстояние центра колебаний O_1 от центра тяжести корпуса равно

$$d_1 = \frac{b}{k_1^2 - a} = \frac{17,004}{131,266 - 130,8} = 36,52 \text{ м}.$$

Расстояние центра колебаний O_2 от центра тяжести корпуса равно

$$d_2 = \frac{b}{k_2^2 - a} = \frac{17,004}{35,845 - 130,8} = -0,179 \text{ м}.$$

Центр колебаний O_1 расположен за кормой танка, только при этом условии согласуются знаки вертикальных перемещений центра тяжести корпуса и угловых перемещений корпуса при независимых колебаниях его с частотой k_1 .

При перемещении центра тяжести корпуса вниз относительно положения статического равновесия на величину z_1 при колебаниях с частотой k_1 он одновременно наклонится на нос на соответствующий угол φ_1 , так как $z_1 = \varphi_1 d_1$.

Центр колебаний O_2 расположен впереди центра тяжести корпуса. При перемещении центра тяжести вниз на величину z_2 при колебаниях с частотой k_2 он одновременно наклонится на корму на угол φ_2 , так как $z_2 = \varphi_2 d_2$.

Поскольку O_1 — центр колебаний корпуса танка с частотой k_1 расположен на расстоянии $d_1 = 36,52$ м, то практически эти угловые колебания можно действительно рассматривать как вертикальные колебания корпуса, так как угловые перемещения корпуса танка при этих колебаниях будут весьма незначительны.

Колебания с частотой k_2 , поскольку центр колебаний O_2 расположен очень близко к центру тяжести корпуса, можно практически рассматривать как угловые колебания корпуса.

Определим амплитуды колебаний по данным начальным условиям:

$$t = 0, \quad \varphi_0 = 0,067, \quad z_0 = 0,008 \text{ м}, \quad \dot{\varphi}_0 = 0 \text{ и } \dot{z}_0 = 0.$$

Принимая a_1 и a_2 равными нулю,

$$C_1 = \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_2^2 - a)}{b (k_1^2 - k_2^2)} = 0,00117;$$

$$C_2 = \frac{\varphi_0 b - z_0 (k_1^2 - a)}{b (k_2^2 - k_1^2)} = -0,0007;$$

$$z = z_1 + z_2 = C_1 b \cos k_1 t + C_2 b \cos k_2 t = 0,0199 \cos 11,457t - 0,0119 \cos 5,987t;$$

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = C_1 (k_1^2 - a) \cos k_1 t + C_2 (k_2^2 - a) \cos k_2 t = 0,000545 \cos 11,457t + \\ + 0,066455 \cos 5,987t.$$

Как видим, угловые перемещения корпуса в основном определяются колебаниями с частотой k_2 .

Амплитуда этих колебаний с частотой k_2 равна 0,066455 радиана, а амплитуда угловых колебаний с частотой k_1 равна 0,000545 радиана, что составляет около 0,8% от первой.

Что касается амплитуд вертикальных колебаний центра тяжести корпуса, то амплитуда вертикальных колебаний центра тяжести корпуса с частотой k_2 , равная 11,9 мм, вполне соизмерима с амплитудой вертикальных колебаний центра тяжести с частотой k_1 , равной 19,9 мм.

Если рассматривать амплитуды вертикальных колебаний различных точек корпуса с частотой k_1 , то они мало отличаются от амплитуд колебаний центра тяжести корпуса. Так, наиболее удаленные от центра тяжести точки, например, точки, расположенные над передними и задними катками, имеют следующие значения амплитуд.

Амплитуда вертикальных колебаний точки, расположенной над передним катком, равна

$$z_{k_1} = (d_1 + l_1) C_1 (k_1^2 - a) = (36,52 + 2,1) 0,000545 = 0,02105 \text{ м},$$

а амплитуда точки, расположенной над задним катком,

$$z_{k_5} = (d_1 - l_5) C_1 (k_1^2 - a) = (36,52 - 1,8) 0,000545 = 0,0189 \text{ м}.$$

Что же касается амплитуд вертикальных колебаний различных точек корпуса с частотой k_2 , то они будут значительно отличаться друг от друга в зависимости от расположения точек по длине корпуса по отношению к центру тяжести последнего.

Так, точка, расположенная над передним катком, будет иметь амплитуду (рис. 183)

$$z_{k_1} = (-d_2 + l_1)C_2(k_2^2 - a) = (-0,179 + 2,1) 0,06645 = 0,1267 \text{ м.}$$

а точка, расположенная над задним катком,

$$z_{k_5} = (-d_2 - l_5)C_2(k_2^2 - a) = (-0,179 - 1,8) 0,06645 = -0,1312 \text{ м.}$$

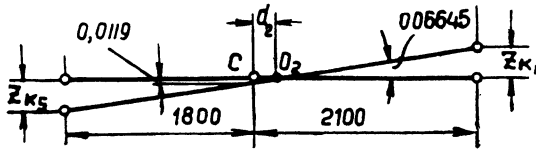


Рис. 183

Центр тяжести k_2 корпуса, как известно, имеет амплитуду лишь 0,0119 м. Центр колебаний O_2 не имеет амплитуды вертикальных колебаний с частотой k_2 и его вертикальные перемещения определяются колебаниями с частотой k_1 . Амплитуда этих колебаний будет равна

$$z_{0_2} = (d_1 + d_2)C_1(k_1^2 - a) = (36,52 + 0,179) 0,000545 = 0,02 \text{ м.}$$

Пример 2. Определить частоты и амплитуды колебаний корпуса танка с симметричной подвеской.

Рассмотрим, как изменятся частоты и амплитуды колебаний в случае приведения данной подвески к симметричной схеме. Для получения симметричной подвески необходимо путем перераспределения веса переместить центр тяжести корпуса вперед в центр упругости, т. е. на величину x

$$x = \frac{\sum_1^n 2m_k l_i}{\sum_1^n 2m_k} = \frac{\sum_1^n l_i}{n} = \frac{0,65}{5} = 0,13 \text{ м.}$$

Тогда

$$\begin{aligned} l_1 &= 1,97 \text{ м;} \\ l_2 &= 0,83 \text{ м;} \\ l_3 &= 0,035 \text{ м;} \\ l_4 &= 0,835 \text{ м;} \\ l_5 &= 1,93 \text{ м.} \end{aligned}$$

При таких расстояниях осей от нормали, проходящей через центр тяжести корпуса,

$$\sum_1^n 2m_k l_i = 0.$$

Предположим, что момент инерции корпуса относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса, в связи с перераспределением веса не изменяется.

Тогда

$$k_z = \sqrt{a} = \sqrt{130,8} = 11,437 \frac{1}{\text{сек}}$$

$$k_\varphi = \sqrt{c} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n 2m_k l_i^2}{I_y}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 40000}{20000} (1,97^2 + 0,83^2 + 0,035^2 + 0,835^2 + 1,93^2)} = 5,99 \frac{1}{\text{сек}}$$

Как видим, частоты колебаний k_z и k_φ близки значениям частот для несимметричной подвески. Для получения сопоставимых значений перемещений корпуса в процессе колебания необходимо принять следующие начальные условия: $t = 0$, $z_0 = 0,02$ м, $\varphi_0 = 0,067$ радиана, $\dot{z}_0 = 0$, $\dot{\varphi}_0 = 0$.

Тогда решение дифференциальных уравнений будет таким:

$$z = 0,02 \cos 11,437t;$$

$$\varphi = 0,067 \cos 5,99t.$$

Практически колебания корпуса танка с несимметричной подвеской при смещении центра упругости на 0,13 м относительно центра тяжести незначительно отличаются от таковых при симметричной подвеске.

§ 2. ВЛИЯНИЕ ГУСЕНИЧНЫХ ЦЕПЕЙ НА КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА

При рассмотрении собственных колебаний корпуса танка мы не учитывали влияние на эти колебания гусеничных цепей и связанных с ними катков и вращающихся деталей трансмиссии и двигателя.

В то же время гусеничные цепи являются специфической особенностью данного типа машин и несомненно влияют на колебания корпуса танка. Так, угловые продольные колебания корпуса танка сопровождаются изменением длины задних и передних наклонных ветвей гусеничных цепей. При наклоне корпуса танка на нос задние ветви гусеничных цепей будут удлиняться. Это удлинение может произойти за счет изменения скорости вращения ведущих колес и скорости движения центра тяжести корпуса танка. Изменение скоростей движения вызовет дополнительные инерционные силы, которые необходимо учитывать при исследовании колебаний корпуса танка. Дополнительные инерционные силы появятся не только в результате неравномерного поступательного движения

¹ При написании данного параграфа использованы материалы теоретических исследований систем поддрессирования, выполненных кандидатами технических наук А. А. Дмитриевым и М. Е. Леонтьевым.

центра тяжести корпуса танка и деталей гусеничного движителя, но и в результате неравномерного вращения всех деталей гусеничного движителя, трансмиссии и двигателя.

Двигатель как источник энергии может через гусеничные цепи возбуждать колебания, и тогда задача будет сводиться к исследованию вынужденных колебаний. Двигатель может также гасить колебания корпуса танка.

Рассмотрим только собственные колебания корпуса, а для этого необходимо наложить некоторые ограничения на работу двигателя и гусеничного движителя.

Будем считать, что двигатель, несмотря на вынужденные изменения оборотов в процессе колебаний корпуса, развивает постоянный крутящий момент. Силы трения в трансмиссии и гусеничном движителе примем также постоянными. Не будем учитывать и влияния провисания гусеничных цепей на различных участках гусеничных обводов на изменение длины задних наклонных ветвей. Исследуем только угловые продольные колебания для симметричной подвески при отсутствии в ней сил трения, не учитывая вертикальные колебания центра тяжести корпуса. В действительности процесс угловых продольных колебаний при наличии гусеничных цепей всегда будет сопровождаться вертикальными колебаниями, поскольку при угловых колебаниях будет изменяться натяжение в наклонных ветвях гусеничных цепей.

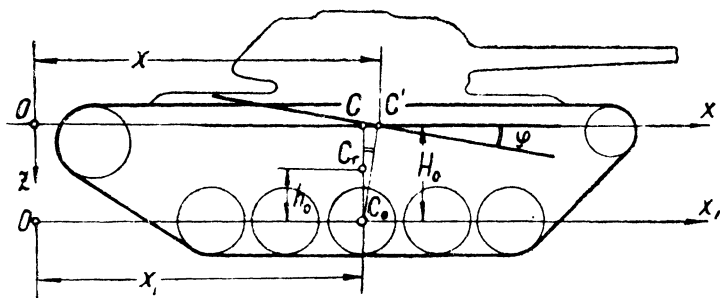


Рис. 184

Для исследования движения корпуса танка выберем систему координат, приведенную на рис. 184:

hoz — неподвижную систему координат, начало которой находится на высоте центра тяжести корпуса при положении последнего в статическом равновесии, а ось x параллельна плоскости дороги;

φ — координату углового перемещения корпуса относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса;

x_1 — координату точки C_0 , лежащей на середине между осями крайних катков и жестко связанной с корпусом.

Проекция центра опорной ветви гусеницы всегда совпадает с точкой C_0 .

Для составления уравнений движения корпуса танка воспользуемся уравнениями Лагранжа в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i.$$

Уравнения движения корпуса танка в обобщенных координатах x и φ будут:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x.$$

Кинетическая энергия танка будет равна

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4,$$

- где T_1 — кинетическая энергия корпуса танка;
 T_2 — кинетическая энергия гусеничных цепей;
 T_3 — кинетическая энергия вращающихся деталей двигателя, трансмиссии направляющих и ведущих колес в их относительном движении;
 T_4 — кинетическая энергия катков.

Кинетическая энергия корпуса будет равна

$$T_1 = \frac{I_0 \dot{\varphi}^2 + m_0 \dot{x}^2}{2}, \quad (168)$$

где I_0 — момент инерции корпуса относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести;

m_0 — масса корпуса.

Кинетическая энергия гусеничных цепей будет равна

$$T_2 = \frac{m_r \dot{\xi}_1^2}{2} + \frac{m_r \dot{\xi}_2^2}{2}, \quad (169)$$

где m_r — масса обеих гусеничных цепей;

$\dot{\xi}_1$ — переносная скорость центра тяжести гусеничного обвода;

$\dot{\xi}_2$ — скорость гусениц относительно их центра тяжести.

При отсутствии юза и буксования гусениц можем принять

$$\dot{\xi}_1 = \dot{\xi}_2 = \dot{\xi}.$$

Тогда кинетическая энергия гусеничных цепей T_2 будет равна

$$T_2 = m_r \dot{\xi}^2.$$

Выразим $\dot{\xi}$ через производные обобщенных координат x и φ

$$\dot{\xi} = \dot{x}_1 + h_0 \dot{\varphi},$$

Координата x_1 , в свою очередь, равна

$$x_1 = x - H_0 \varphi.$$

Тогда \dot{x}_1 будет равна

$$\dot{x}_1 = \dot{x} - H_0 \dot{\varphi}$$

и

$$\dot{\xi} = \dot{x} - (H_0 - h_0) \dot{\varphi}.$$

Кинетическая энергия гусеничных цепей, выраженная через \dot{x} и $\dot{\varphi}$, будет равна

$$T_2 = m_r [\dot{x} - (H_0 - h_0) \dot{\varphi}]^2. \quad (169a)$$

Кинетическая энергия вращающихся деталей двигателя, трансмиссии и ведущих колес будет равна

$$T_3 = \frac{I_{п.к} \dot{\varphi}_{в.к}^2}{2}, \quad (170)$$

где $I_{п.к}$ — приведенный к ведущему колесу момент инерции всех вращающихся деталей двигателя, трансмиссии и направляющих колес;

$\dot{\varphi}_{в.к}$ — угловая скорость ведущего колеса.

Выразим угловую скорость ведущего колеса через производные обобщенных координат \dot{x} и φ .

Перемещение задней наклонной ветви по отношению к оси ведущего колеса при наклоне корпуса на нос (рис. 185) будет равно

$$\lambda_0 = x_1 - \Delta\lambda, \quad (171)$$

где x_1 — перемещение гусеничной цепи по отношению к точке C_0 ;

$\Delta\lambda$ — дополнительное перемещение оси ведущего колеса относительно задней наклонной ветви по исходному направлению последней при наклоне корпуса на угол φ .

Дополнительное перемещение $\Delta\lambda$ берется со знаком минус, поскольку ось ведущего колеса при повороте на угол $+\varphi$ перемещается в ту же сторону, что и гусеничная цепь.

Чтобы определить $\Delta\lambda$, надо рассмотреть линейное перемещение центра ведущего колеса относительно точки C_0 .

Очевидно,

$$\Delta\lambda = l_0\varphi.$$

Расстояние l_0 при незначительных изменениях угла γ в результате углового перемещения корпуса можно принять постоянным.

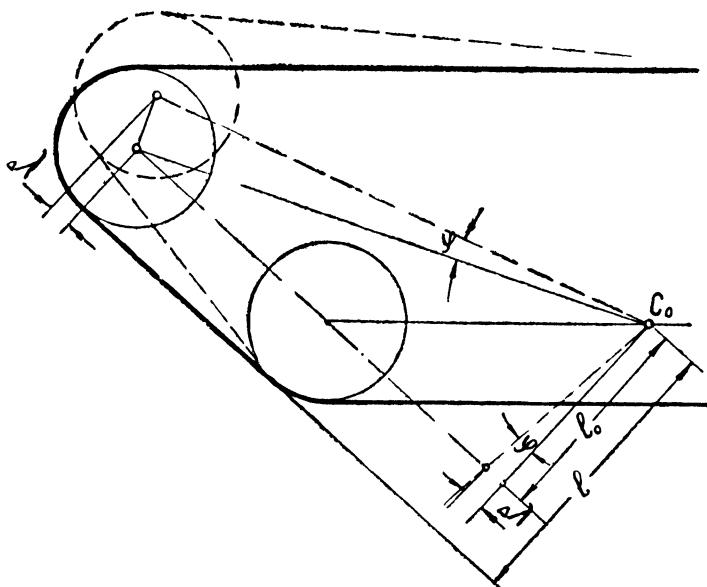


Рис. 185

Величина λ_0 будет равна

$$\lambda_0 = x_1 - l_0\varphi = x - (H_0 + l_0)\varphi. \quad (171a)$$

Относительная скорость задней наклонной ветви гусеничной цепи будет равна

$$\dot{\lambda}_0 = \dot{x} - (H_0 + l_0)\dot{\varphi}.$$

Угловая скорость ведущего колеса будет равна

$$\dot{\varphi}_{\text{в.к}} = \frac{\dot{\lambda}_0}{r_{\text{в.к}}}.$$

Тогда T_3 равна

$$T_3 = \frac{I_{\text{п.в.к}}}{r_{\text{в.к}}^2} [\dot{x} - (H_0 + l_0)\dot{\varphi}]^2, \quad (170a)$$

Кинетическая энергия катков будет равна

$$T_i = \frac{\left(\sum_1^n 2m_i + \sum_1^n \frac{2I_i}{R_i^2} \right) \dot{x}_1^2}{2}, \quad (172)$$

где m_i — масса i -го катка;
 I_i — момент инерции i -го катка;
 n — число катков одного борта.

Учитывая, что

$$\dot{x}_1 = \dot{x} - H_0 \dot{\varphi},$$

будем иметь

$$T_4 = \frac{\left(\sum_1^n 2m_i + \sum_1^n \frac{2I_i}{R_i^2} \right) (\dot{x} - H_0 \dot{\varphi})^2}{2}. \quad (172a)$$

Опуская все промежуточные преобразования, получим

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_1 \ddot{\varphi} - m_{\varphi} \ddot{x};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = \delta m_{\tau} \ddot{x} - m_{\varphi} \ddot{\varphi};$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0,$$

где

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= I_0 + 2m_r (H_0 - h_0)^2 + \frac{I_{\text{п.в.к}}}{r_{\text{в.к}}^2} (H_0 + l_0)^2 + \\ &\quad + \left(\sum_1^n 2m_i + \sum_1^n \frac{2I_i}{R_i^2} \right) H_0^2 \\ m_{\varphi} &= 2m_r (H_0 - h_0) + \frac{I_{\text{п.в.к}}}{r_{\text{в.к}}^2} (H_0 + l_0) + \\ &\quad + \left(\sum_1^n 2m_i + \sum_1^n \frac{2I_i}{R_i^2} \right) H_0 \\ \delta m_{\tau} &= m_0 + 2m_r + \frac{I_{\text{п.в.к}}}{r_{\text{в.к}}^2} + \sum_1^n 2m_i + \sum_1^n \frac{2I_i}{R_i^2} \end{aligned} \right\} \quad (173)$$

Работа всех сил, приложенных к системе, на возможном перемещении будет

$$\delta A = M_{\text{вы}} \delta \varphi + P_{\text{в.к}} \delta \lambda - R_{\text{г.д}} \delta x_1 - R \delta x_1,$$

где $M_{\text{вы}} \delta \varphi$ — элементарная работа момента от упругих сил рес-сор;

$P_{\text{в.к}} \delta \lambda$ — элементарная работа силы тяги;

$R_{\text{г.д}} \delta x_1$ — элементарная работа сил трения в гусеничном дви-жителе;

$R \delta x_1$ — элементарная работа силы сопротивления движению со стороны грунта.

Обобщенная сила по координате φ будет равна

$$Q_{\varphi} = M_{\text{вы}} \frac{\partial \varphi}{\partial \varphi} + P_{\text{в.к}} \frac{\partial \lambda}{\partial \varphi} - (R_{\text{г.д}} + R) \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \quad (174)$$

где

$$\frac{\partial \lambda}{\partial \varphi} = \frac{\partial [x - (H_0 + l) \varphi]}{\partial \varphi} = -(H_0 + l); \quad l = l_0 + r_{\text{в.к}}$$

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = \frac{\partial (x - H_0 \varphi)}{\partial \varphi} = -H_0;$$

$$M_{\text{вы}} = -\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2.$$

Тогда

$$Q_{\varphi} = -\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 - P_{\text{в.к}} (H_0 + l) + (R_{\text{г.д}} + R) H_0. \quad (174a)$$

Обобщенная сила по координате x будет равна

$$Q_x = M_{\text{вы}} \frac{\partial \varphi}{\partial x} + P_{\text{в.к}} \frac{\partial \lambda}{\partial x} - (R_{\text{г.д}} + R) \frac{\partial x_1}{\partial x}, \quad (175)$$

где

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0;$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial x} = \frac{\partial [x - (H_0 + l) \varphi]}{\partial x} = 1;$$

$$\frac{\partial x_1}{\partial x} = \frac{\partial (x - H_0 \varphi)}{\partial x} = 1.$$

Тогда

$$Q_x = P_{\text{в.к}} - (R_{\text{г.д}} + R). \quad (175a)$$

Дифференциальные уравнения движения корпуса танка будут

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi} - m_{\varphi} \ddot{x} &= -\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 - P_{в.к} (H_0 + l) + (R_{г.д} + R) H_0 \\ \delta m_{\tau} \ddot{x} - m_{\varphi} \ddot{\varphi} &= P_{в.к} - R_{г.д} - R \end{aligned} \right\} (176)$$

В соответствии с условиями задачи $P_{в.к} = R_{г.д} + R$. Тогда дифференциальные уравнения движения корпуса танка будут

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi} - m_{\varphi} \ddot{x} + \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 + P_{в.к} l &= 0 \\ \delta m_{\tau} \ddot{x} - m_{\varphi} \ddot{\varphi} &= 0 \end{aligned} \right\} (176a)$$

Выражаем \ddot{x} через $\ddot{\varphi}$

$$\ddot{x} = \frac{m_{\varphi}}{\delta m_{\tau}} \ddot{\varphi}$$

и подставляем в первое уравнение

$$\left(I_1 - \frac{m_{\varphi}^2}{\delta m_{\tau}} \right) \ddot{\varphi} + \varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 + P_{в.к} l = 0. \quad (177)$$

При отсутствии колебаний момент $P_{в.к} l_0$ будет уравновешен моментом от упругих сил рессор, т. е.

$$P_{в.к} l = \varphi_{д} \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2, \quad (178)$$

где $\varphi_{д}$ — угол дифферента корпуса на корму.

Обозначая также $I_1 - \frac{m_{\varphi}^2}{\delta m_{\tau}} = I_{п}$, будем иметь

$$I_{п} \ddot{\varphi} + \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 (\varphi + \varphi_{д}) = 0$$

или

$$\ddot{\varphi} + \frac{1}{I_{п}} \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 (\varphi + \varphi_{д}) = 0. \quad (179)$$

При решении уравнения примем

$$\varphi + \varphi_{\lambda} = \varphi_1;$$

$$\frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2}{I_{\Pi}} = k_{\varphi_1}^2.$$

Следует отметить, что

$$k_{\varphi_1}^2 < k_{\varphi}^2 = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2}{I_y},$$

так как $I_y < I_{\Pi}$.

По данным подсчета $I_{\Pi} = (1,05 \div 1,2) I_y$ в зависимости от включенной передачи. Для низших передач коэффициент увеличения I_y будет равен 1,2, для высших 1,05.

Так как $\ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}_1$, то уравнение примет вид

$$\ddot{\varphi}_1 + k_{\varphi_1}^2 \varphi = 0. \quad (179a)$$

Решение дифференциального уравнения ищем в виде

$$\varphi_1 = A \cos(k_{\varphi_1} t + \alpha).$$

Подставляя значение $\varphi_1 = \varphi + \varphi_{\lambda}$, будем иметь

$$\varphi = A \cos(k_{\varphi_1} t + \alpha) - \varphi_{\lambda}.$$

Постоянные интегрирования A и α определяем по начальным условиям. Положим при $t = 0$ $\varphi = \varphi_0$ и $\dot{\varphi} = 0$.

Тогда

$$\varphi_0 = A \cos \alpha - \varphi_{\lambda};$$

$$0 = -A k_{\varphi_1} \sin \alpha,$$

откуда $\alpha = 0$ и $A = \varphi_0 + \varphi_{\lambda}$.

Окончательно

$$\varphi = (\varphi_0 + \varphi_{\lambda}) \cos k_{\varphi_1} t - \varphi_{\lambda}.$$

Определим наклон корпуса на корму в конце первого полу-периода

$$\varphi_{t = \frac{T_{\varphi}}{2}} = (\varphi_0 + \varphi_{\lambda}) \cos \pi - \varphi_{\lambda} = -\varphi_0 - 2\varphi_{\lambda}.$$

В конце второго полупериода наклон корпуса будет равен

$$\varphi_{t = T_{\varphi}} = (\varphi_0 + \varphi_{\lambda}) \cos 2\pi - \varphi_{\lambda} = \varphi_0,$$

т. е. корпус займет первоначальное положение с наклоном на нос на угол φ_0 . Корпус совершает гармонические угловые продольные колебания относительно нового положения статического равновесия с наклоном на корму на угол φ_d (рис. 186).

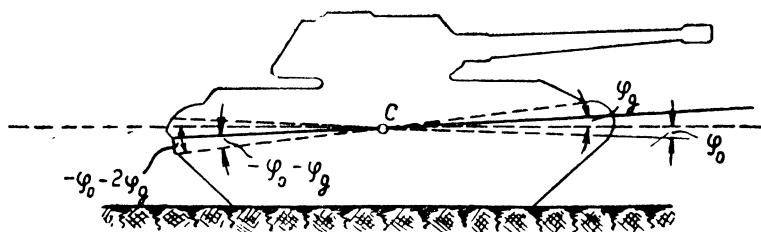


Рис. 186

Не решая дифференциального уравнения угловых колебаний корпуса при $P_{в.к} \neq R_{г.д} + R$ и основываясь только на данных, полученных при решении уравнения для случая $P_{в.к} = R_{г.д} + R$, можно определить, в каких случаях двигатель будет действовать как возбудитель колебаний и в каких как демпфер.

Если при перемещении корпуса из положения наклона на нос $P_{в.к_1} > R_{г.д} + R$, то угол поворота на корму в конце первого полупериода будет равен

$$\varphi_{t = \frac{T_\varphi}{2}} = -\varphi_0 - 2\varphi_{д_1},$$

где

$$\varphi_{д_1} = \frac{P_{в.к_1} l + \Delta P_{в.к} H_0}{\sum_1^n 2m_{к_i} l_i^2};$$

$$\Delta P_{в.к} = P_{в.к_1} - P_{в.к}.$$

В конце второго полупериода, если за время этого полупериода $P_{в.к_2} < P_{в.к}$ и $\varphi_{д_2} = \frac{P_{в.к_2} l - \Delta P_{в.к} H_0}{\sum_1^n 2m_{к_i} l_i^2}$, угол наклона корпу-

са на нос будет равен

$$\varphi_{t=T_\varphi} = \varphi_0 + 2\Delta\varphi_{д},$$

где

$$\Delta\varphi_{д} = \varphi_{д_1} - \varphi_{д_2}.$$

Таким образом, изменяя M_d по полупериодам, можно раскачать корпус. Если $P_{в.к_1} < P_{в.к}$ и $P_{в.к_2} > P_{в.к}$, то двигатель будет гасить колебания корпуса танка. Аналогично будет происходить явление и в случае $M_d = \text{const}$ и $P_{в.к} \neq R_{г.д} + R$ вследствие изменения сопротивлений движению $R_{г.д}$ и R .

Установим взаимосвязь между угловыми колебаниями корпуса и продольными колебаниями его центра тяжести, а также угловыми колебаниями вращения ведущего колеса.

Ускорение центра тяжести танка \ddot{x} и угловое ускорение корпуса танка связаны соотношением

$$\ddot{x} = \frac{m_\varphi}{\delta m_\tau} \ddot{\varphi}.$$

Величина $\frac{m_\varphi}{\delta m_\tau}$ — расстояние от центра тяжести корпуса танка до точки, сохраняющей скорость равномерного движения. Назовем эту точку центром колебаний. Центр колебаний смещен вниз

$$\Delta H_0 = \frac{m_\varphi}{\delta m_\tau}. \quad (180)$$

Линейные колебания центра тяжести и угловые колебания корпуса совпадают по фазе. При положении корпуса с максимальным наклоном на нос $\dot{\varphi}$ будет максимальным и направлено против часовой стрелки, \dot{x} будет также отрицательным, максимальным и направлено назад. Колебания центра тяжести корпуса будут происходить относительно нового положения статического равновесия со сдвигом на корму на величину $\Delta x = \Delta H_0 \varphi_d$.

Определим взаимосвязь угловых колебаний корпуса и относительных угловых колебаний ведущего колеса.

Определим скорости этих колебаний

$$\dot{\varphi} = -(\varphi_0 + \varphi_d) k_{\varphi_1} \sin k_{\varphi_1} t;$$

$$\dot{\varphi}_{в.к} = \frac{\dot{\lambda}_0}{r_{в.к}} = \frac{\dot{x} - (H_0 + l_0)\dot{\varphi}}{r_{в.к}}.$$

Учитывая, что

$$\dot{x} = -\frac{m_\varphi}{\delta m_\tau} (\varphi_0 + \varphi_d) k_{\varphi_1} \sin k_{\varphi_1} t,$$

где

$$\frac{m_\varphi}{\delta m_\tau} = \Delta H_0,$$

получим

$$\dot{\varphi}_{в.к} = \frac{(H_0 + l_0 - \Delta H_0) (\varphi_0 + \varphi_d) k_{\varphi_1} \sin k_{\varphi_1} t}{r_{в.к}}.$$

Так как $H_0 + l_0 > \Delta H_0$, то изменение угловой скорости ведущего колеса не совпадает по фазе с угловыми колебаниями корпуса танка. Сдвиг фазы колебаний равен полупериоду.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы. Угловые продольные колебания будут происходить относительно статического положения с креном на корму. Период угловых продольных колебаний при учете влияния гусеничных цепей увеличивается по сравнению с периодом колебаний без учета влияния гусениц. На основании опытных данных период колебаний увеличивается на низших передачах на 10—15%. На высших передачах период колебаний увеличивается не больше чем на 2%.

Когда $M_d = R_{г.д} + R = \text{const}$ и отсутствуют силы трения в самой подвеске собственные колебания не будут затухать. Силы трения $R_{г.д}$, как и внешнее сопротивление движению R , будут преодолеваются двигателем.

§ 3. СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА ПРИ НАЛИЧИИ В СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ

1. Составление дифференциального уравнения угловых колебаний корпуса танка

При исследовании собственных колебаний корпуса танка с амортизаторами в системе подрессоривания сделаем следующие допущения: не будем учитывать другие силы трения подвески, а также влияние гусеничных цепей и, кроме того, подвеску примем симметричной.

При исследовании собственных колебаний корпуса танка с амортизаторами в системе подрессоривания рассмотрим лишь угловые колебания как основной вид колебания. Главная задача этих исследований состоит в определении эффективности действия амортизаторов как гасителей колебаний.

Сила сопротивления гидравлических амортизаторов, приведенная к осям катков, зависит от скорости перемещения корпуса относительно катков и направлена в сторону, противоположную этой скорости. При угловых колебаниях корпуса танка,двигающегося по горизонтальной ровной дороге, вертикальная относительная скорость корпуса по отношению к оси катка равна

$$v_{\kappa i} = \dot{\phi} l_i,$$

где $\dot{\phi}$ — скорость углового перемещения корпуса относительно поперечной оси y , проходящей через его центр тяжести; l_i — расстояние оси i -го катка от вертикали, проходящей через центр тяжести.

Знак вектора скорости v_{κ_i} определится знаками $\dot{\varphi}$ и l_i . В общем случае сопротивление амортизаторов пропорционально $v_{\kappa_i}^n$, где показатель n зависит от конструкции амортизаторов и равен для одних типов амортизаторов единице, для других двум.

В данном параграфе рассмотрим случай, когда сопротивление амортизатора, приведенное к оси катка, пропорционально скорости вертикального перемещения корпуса относительно катка. При обратном ходе катка, т. е. когда корпус удаляется от оси катка, это сопротивление будет равно

$$R_{a_i} = -\mu_1 v_{\kappa_i} = -\mu_1 \dot{\varphi} l_i,$$

где μ_1 — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления амортизатора при обратном ходе катка, иначе сопротивление амортизатора, приведенное к оси катка при скорости вертикального перемещения корпуса относительно катка, равной 1 м/сек.

При прямом ходе катка, т. е. когда корпус приближается к оси катка, сопротивление амортизатора равно

$$R_{a_i} = -\mu_2 v_{\kappa_i} = -\mu_2 \dot{\varphi} l_i,$$

где μ_2 — коэффициент сопротивления амортизатора при прямом ходе катка.

Момент сопротивления амортизаторов при повороте корпуса на нос (рис. 187) равен

$$M_a = -\dot{\varphi} 2\mu_2 l_1^2 - \dot{\varphi} 2\mu_1 l_k^2 = -\dot{\varphi} (2\mu_2 l_1^2 + 2\mu_1 l_k^2).$$

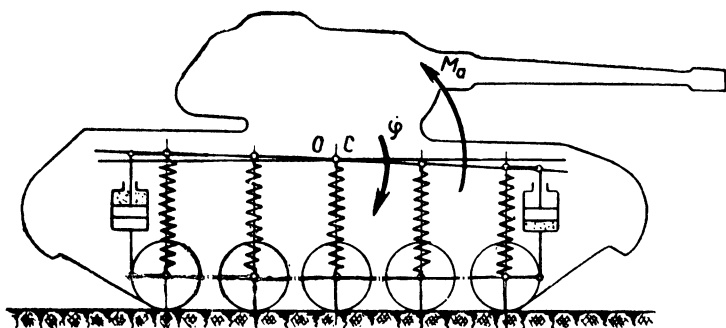


Рис. 187

При повороте корпуса из положения наклона на нос в сторону кормы момент сопротивления амортизаторов равен (рис. 188)

$$M_a = -\dot{\varphi} (2\mu_1 l_1^2 + 2\mu_2 l_k^2).$$

Принимая

$$\mu_1 \approx \mu_2 \approx \mu,$$

где μ — среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора на прямом и обратном ходах катков, получим

$$M_a = -\dot{\varphi} 2\mu \sum_1^k l_i^2, \quad (181)$$

где k — количество катков одного борта, на которых установлены амортизаторы.

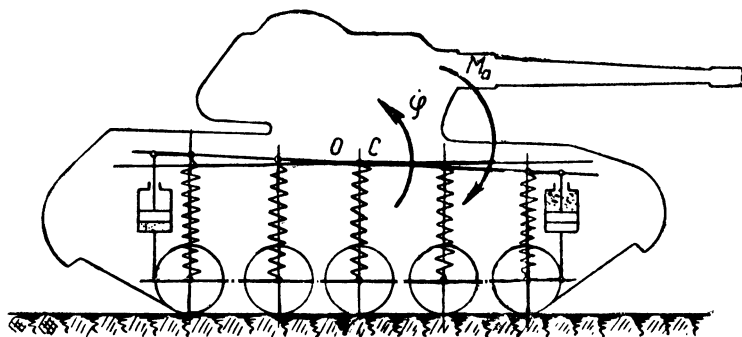


Рис. 188

Момент от упругих сил рессор равен

$$M_{vy} = -\varphi \sum_1^n 2m_k l_i^2.$$

Сумма внешних моментов, действующих на корпус танка в процессе его колебаний, равна

$$\sum M = M_{vy} + M_a = I_y \ddot{\varphi}. \quad (182)$$

Подставляя значения моментов M_{vy} и M_a , получим

$$-\varphi \sum_1^n 2m_k l_i^2 - \dot{\varphi} 2\mu \sum_1^k l_i^2 = I_y \ddot{\varphi} \quad (182a)$$

или

$$\ddot{\varphi} + \frac{2\mu \sum_1^k l_i^2}{I_y} \dot{\varphi} + \frac{\sum_1^n 2m_k l_i^2}{I_y} \varphi = 0.$$

Обозначаем

$$\frac{2\mu \sum_1^k l_i^3}{I_y} = 2p. \quad (183)$$

Коэффициент p называется показателем затухания. Этот коэффициент характеризует эффективность действия амортизаторов, установленных на данном танке. Размерность этого коэффициента $1/\text{сек}$, т. е. размерность круговой частоты.

Дифференциальное уравнение угловых продольных колебаний корпуса танка при наличии амортизаторов в системе подрессоривания будет иметь вид

$$\ddot{\varphi} + 2p\dot{\varphi} + k_{\varphi}^2\varphi = 0. \quad (1826)$$

2. Решение дифференциального уравнения

Общее решение уравнения $\ddot{\varphi} + 2p\dot{\varphi} + k_{\varphi}^2\varphi = 0$ можно взять в виде

$$\varphi = Ae^{-pt} \cos(kt + \alpha). \quad (184)$$

Для определения частоты угловых колебаний, как и в предыдущих случаях, продифференцируем дважды равенство (184) и, подставив в дифференциальное уравнение значения φ , $\dot{\varphi}$ и $\ddot{\varphi}$, будем иметь

$$-p^3 - k^2 + k_{\varphi}^2 = 0.$$

Откуда

$$k = \sqrt{k_{\varphi}^2 - p^2}. \quad (185)$$

Произвольные постоянные A и α определяем по начальным условиям

$$t = 0, \quad \varphi = \varphi_0, \quad \dot{\varphi}_0 = 0.$$

Подставив значение $t = 0$, получим

$$\varphi_0 = A \cos \alpha,$$

откуда

$$A = \frac{\varphi_0}{\cos \alpha}.$$

Продифференцировав уравнение (184)

$$\dot{\varphi} = Ae^{-pt}(-p) \cos(kt + \alpha) - Ae^{-pt}k \sin(kt + \alpha)$$

и подставив значения $t = 0$ и $\dot{\varphi}_0 = 0$, получим

$$0 = -p \cos \alpha - k \sin \alpha,$$

откуда

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(-\frac{p}{k}\right).$$

На рис. 189 приведен график угловых продольных колебаний корпуса при наличии амортизаторов.

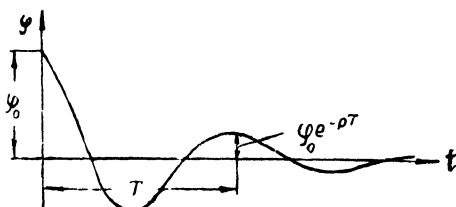


Рис. 189

Период колебаний равен

$$T = \frac{2\pi}{k} = \frac{2\pi}{\sqrt{k_\varphi^2 - p^2}} > \frac{2\pi}{k_\varphi} = T_\varphi.$$

При практически целесообразных значениях p период колебаний незначительно больше T_φ .

Уменьшение амплитуды в последующие периоды равно

$$\left. \begin{aligned} \vartheta &= \frac{\varphi_0}{\varphi_0 e^{-pT}} = e^{pT} \\ \vartheta &= \frac{\varphi_0 e^{-pT}}{\varphi_0 e^{-2pT}} = e^{pT} \end{aligned} \right\} \quad (186)$$

Амплитуда уменьшается по закону геометрической прогрессии за каждый период в e^{pT} раз. Коэффициент ϑ называется коэффициентом интенсивности затухания.

Эффективность амортизаторов, помимо коэффициентов μ , p и ϑ , можно характеризовать также безразмерной величиной, называемой декрементом затухания pT и коэффициентом демпфирования σ .

Декремент затухания равен

$$pT = \frac{2\pi}{\sqrt{\left(\frac{k_\varphi}{p}\right)^2 - 1}}.$$

Коэффициент демпфирования равен

$$\sigma = \frac{2p}{k_{\varphi}}. \quad (187')$$

Очевидно, что коэффициент ϑ равен

$$\vartheta = e^{\sqrt{\left(\frac{\pi}{\sigma}\right)^2 - \frac{1}{4}}}.$$

Проведенные исследования позволяют по заданной характеристике амортизатора и характеристике подвески определить интенсивность затухания собственных колебаний.

3. Определение коэффициента сопротивления амортизатора по заданной интенсивности затухания колебаний

Дано значение коэффициента интенсивности затухания ϑ

$$\vartheta = e^{pT} = e^{\frac{p \cdot 2\pi}{\sqrt{k_{\varphi}^2 - p^2}}}.$$

Прологарифмируем ϑ и возведем в квадрат

$$\ln \vartheta = p \frac{2\pi}{\sqrt{k_{\varphi}^2 - p^2}}; \quad (\ln \vartheta)^2 = \frac{p^2 (2\pi)^2}{k_{\varphi}^2 - p^2};$$

$$(\ln \vartheta)^2 k_{\varphi}^2 - (\ln \vartheta)^2 p^2 - p^2 (2\pi)^2 = 0.$$

Откуда

$$p = \sqrt{\frac{(\ln \vartheta)^2 k_{\varphi}^2}{(2\pi)^2 + (\ln \vartheta)^2}};$$

$$\mu = \frac{p I_y}{\sum_1^k l_i^2}. \quad (188)$$

Зная p , I_y , l_1 и l_k , можем найти μ , приведенное к оси катков.

Пример:

$$n = 4;$$

$$\sum_1^n 2m_{\kappa} l_i = 0;$$

$$l_1 = l_4 = 2 \text{ м};$$

$$l_2 = l_3 = 0,66 \text{ м};$$

$$m_{\kappa} = 40000 \text{ кг/м};$$

$$I_y = 20000 \text{ кг м сек}^2;$$

$$\vartheta = 10.$$

$$k_{\varphi} = \sqrt{c} = \sqrt{\frac{\sum_1^n 2m_k l_i^2}{I_y}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 40000 (2^2 + 0,66^2) \cdot 2}{20000}} = 5,95 \frac{1}{сек};$$

$$p = \sqrt{\frac{(\ln 10)^2 5,95^2}{(2\pi)^2 + (\ln 10)^2}} = \sqrt{4,2} = 2,05 \frac{1}{сек};$$

$$\mu = \frac{p I_y}{k \sum_1 l_i^2} = \frac{2,05 \cdot 20000}{2^2 + 2^2} = 5100 \frac{кг}{м/сек}.$$

Период угловых продольных колебаний корпуса танка при отсутствии амортизаторов равен

$$T_{\varphi} = \frac{2\pi}{k_{\varphi}} = \frac{2\pi}{5,95} = 1,06 \text{ сек.}$$

Период тех же колебаний при наличии амортизаторов будет

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{k_{\varphi}^2 - p^2}} = \frac{2\pi}{\sqrt{5,95^2 - 2,05^2}} = 1,123 \text{ сек.}$$

Таким образом, период колебаний при установке мощных амортизаторов, уменьшающих амплитуду колебаний за один период в 10 раз, увеличивается на 0,063 сек, т. е. примерно на 6%.

Глава 3

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА

Ранее рассматривались собственные колебания корпуса танка, которые возникают только после нарушения равновесия внешним воздействием.

Внешнее воздействие определяет энергию колебательного движения. Начальные условия — начальное перемещение и скорость перемещения корпуса после прекращения внешнего воздействия — определяют дальнейший процесс колебательного движения во времени. Характер этого колебательного процесса определяется массой подрессоренного корпуса, моментом инерции корпуса, жесткостью рессор и их расположением по длине корпуса, а также характеристиками амортизаторов.

Собственные колебания, как показывает опыт, быстро затухают. Энергия колебательного движения расходуется на преодоление сил трения в подвеске и гусеничном движителе.

При движении танка встречающиеся на его пути неровности оказывают непрерывное воздействие на корпус через рессоры и амортизаторы. В результате корпус при нерегулярных неровностях совершает беспорядочные колебания.

Однако, если неровности будут периодически повторяться, то колебание корпуса танка будет подчиняться уже определенным закономерностям.

Такие периодически повторяющиеся неровности имеются на полях с посевом пропашных культур, а также могут встречаться на грунтовых дорогах и пашне (целине) после проезда по ним большого количества машин с определенной скоростью.

Если по грунтовой дороге движется, например, колонна танков, то отдельные высокие неровности сминаются и образуется волнообразная поверхность с длиной волны, определяемой частотой собственных колебаний корпуса, главным образом угловых продольных колебаний, и скоростью движения танков. Чем с большей скоростью движутся машины и чем больше период их собственных колебаний, тем длиннее образуются неровности.

С некоторым допущением характер этих неровностей можно принять синусоидальным и тогда возмущающие силы и моменты, действующие на корпус со стороны неровностей через катки и рессоры, будут периодическими. На грунтовых дорогах неровности могут образовываться также в результате движения по ним колесных машин.

Таким образом, неровности на дорогах могут быть любой длины, так как они являются следствием движения по ним самых разнообразных машин при большом диапазоне изменения возможных скоростей движения.

Для оценки качества подвески танка по вынужденным колебаниям весьма важно выбрать расчетные условия, т. е. определить, какие неровности следует брать при исследовании вынужденных колебаний, так как параметры плавности хода танка — амплитуды, скорости и ускорения колебательного движения — зависят от формы профиля пути. Так, если длина неровности при данной высоте ее больше удвоенной длины базы машины, максимальное значение возмущающего момента, при прочих равных условиях, будет меньше такового при длине неровности, равной удвоенной длине базы (опорной поверхности гусениц). При меньшей длине неровности возмущающий момент тоже будет меньше. Изменение возмущающего момента легко проследить, если условно считать, что в процессе движения по неровностям корпус сохраняет свое статическое равновесие.

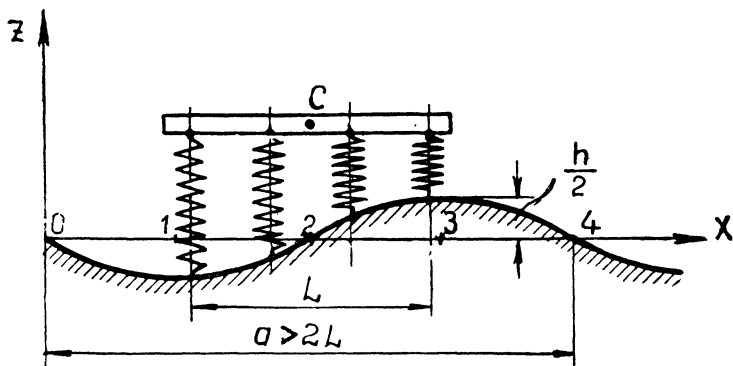


Рис. 190

При положении центра тяжести корпуса c над точкой неровности 2 (рис. 190) передние рессоры будут дополнительно сжаты вследствие вертикального перемещения катков вверх при наезде на неровность, а задние — разжаты. Дополнительные силы упругости рессор создадут момент, действующий на корпус. Этот момент и будет возмущающим моментом, а величина его при таком расположении ганка на данной неровности будет максимальной. При

положении центра тяжести корпуса над точкой 3 возмущающий момент равен нулю.

При длине неровности $a = 2L$ (рис. 191) в момент положения центра тяжести корпуса над точкой 2 неровности дополнительное

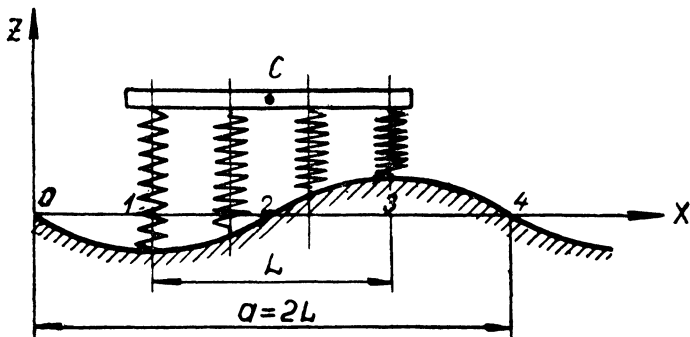


Рис. 191

сжатие передних рессор будет больше, чем в предыдущем случае, а именно: будет равно $\frac{h}{2}$, т. е. половине высоты неровности. Поэтому дополнительные силы упругости рессор и возмущающий момент будут больше.

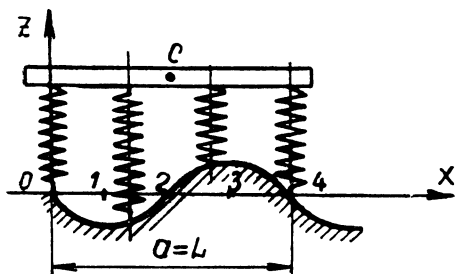


Рис. 192

При короткой неровности, например, когда $a = L$ (рис. 192), крайние передние и задние рессоры будут одинаково дополнительно сжиматься и разжиматься и, следовательно, не создадут возмущающего момента. Возмущающий момент будет создаваться только в результате воздействия на корпус неровности через средние катки (2, 3) и будет небольшим.

Кроме возмущающего момента, возникающего в результате дополнительного сжатия рессор, будет действовать возмущающий момент от амортизаторов. Максимальное значение возмущающего мо-

мента от амортизатора при данной высоте неровности будет при длине этой неровности, равной $a = 2L$, и при положении центра тяжести корпуса над точками 1, 3 и т. д. неровности, когда скорости передних и задних катков направлены в разные стороны, а в соответствии с этим в разные стороны направлены и пропорциональные этим скоростям дополнительные силы сопротивления амортизаторов.

Помимо возмущающих моментов, на корпус будет действовать возмущающая сила — сумма дополнительных сил упругости рессор и сил сопротивления амортизаторов, вызывающая вынужденные вертикальные колебания корпуса. Чем больше жесткость подвески и чем эффективнее амортизаторы, тем больше возмущающие силы и моменты.

На первый взгляд наиболее удачной подвеской для танка будет подвеска с малой жесткостью рессор и малым сопротивлением амортизаторов, так как в этом случае возмущающие моменты и силы будут наименьшей величины, а следовательно, и вынужденные колебания будут более слабыми. В действительности вопрос значительно сложнее. Вынужденные колебания зависят от отношения частоты возмущающих моментов (сил) и частоты собственных колебаний, а также от эффективности действия амортизаторов как гасителей колебания на различных скоростях движения, т. е. вынужденные колебания зависят от скорости движения танка. Поэтому при оценке и выборе подвески необходимо учитывать такой важный фактор, как быстроходность танка. Кроме того, при очень мягкой подвеске корпус танка будет подвержен сильному раскачиванию под воздействием моментов от продольных сил (сила тяги и сила сопротивления движению). Очень мягкая подвеска будет иметь малую энергоемкость, и в определенных условиях движения эта энергоемкость может оказаться недостаточной для поглощения ударов.

Весьма важно также установить взаимосвязь по фазе между неровностью и угловыми перемещениями корпуса в процессе вынужденных колебаний. Колебания будут отличаться в зависимости от того, перемещается ли корпус носовой частью при въезде на неровность в сторону последней или же он перемещается вверх. В первом случае более вероятны, нежели во втором, жесткие удары катков в ограничители хода.

При проектировании того или иного танка необходимо рассматривать вынужденные колебания корпуса на большом диапазоне изменения скоростей движения, в том числе и в условиях резонанса колебаний, как в наиболее тяжелых условиях.

При исследовании вынужденных колебаний сделаем следующие допущения:

- 1) не будем учитывать влияния гусеничных цепей;
- 2) силы трения в подвеске и гусеничном двигателе условно отнесем к сопротивлению амортизаторов;

3) подвеску примем симметричной с одинаковой для всех рессор приведенной жесткостью;

4) сопротивление амортизаторов примем пропорциональным скорости вертикального перемещения катка относительно корпуса и одинаковым при обратном и прямом ходах катка;

5) исследование проведем для колебаний корпуса танка в пределах динамического хода катка; в тех случаях, когда $f_{\text{дин}} > f_{\text{ст}}$, что имеет место в жестких подвесках, будем считать, что катки имеют условную удерживающую связь с дорогой.

При линейной характеристике подвески и одинаковых сопротивлениях амортизаторов на прямом и обратном ходах катков, пропорциональных скоростям вертикального перемещения, угловые и вертикальные колебания корпуса танка не зависят друг от друга, и действительное перемещение корпуса определяется путем наложения этих двух видов колебаний. Независимость этих колебаний друг от друга позволяет рассматривать их отдельно. Поэтому вначале рассмотрим вынужденные угловые продольные колебания корпуса танка без амортизаторов, а затем с амортизаторами. После чего рассмотрим вынужденные вертикальные колебания корпуса танка.

Такая последовательность исследования вынужденных колебаний облегчит усвоение сложных теоретических вопросов.

§ 1. ВЫНУЖДЕННЫЕ УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА ПРИ ОТСУТСТВИИ АМОРТИЗАТОРОВ В ПОДВЕСКЕ

1. Составление дифференциального уравнения угловых продольных колебаний корпуса танка

При выводе дифференциального уравнения вынужденных колебаний в дополнение к подвижной системе координат z и φ , которая была использована при исследовании собственных колебаний корпуса, вводится неподвижная система координат x , o , z . Начало ее совмещается с точкой O , расположенной вначале впадины неровности. Перемещение центра тяжести корпуса вправо считается положительным (рис. 193).

Дополнительная деформация рессор расчетной схемы подвески по отношению к статической деформации будет равна сумме деформации рессор, возникающей вследствие вертикального и углового перемещения корпуса, и деформации, полученной в результате наезда катков на неровность. Дополнительная деформация рессор, возникающая в результате вертикального перемещения корпуса, вызовет соответствующие дополнительные силы упругости рессор, момент которых относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса, для симметричной подвески равен нулю. Поэтому эту деформацию рессор и соответствующие силы упругости рессор мы сразу исключаем.

Дополнительная деформация рессор, полученная в результате углового перемещения корпуса на угол φ , будет равна

$$f_{\kappa_i\varphi} = \varphi l_i.$$

В данном случае при положительном значении угла φ (наклон корпуса на нос) передние рессоры имеют положительную деформацию, задние — отрицательную. Задние рессоры в результате углового перемещения корпуса на нос сжаты меньше, чем при положении корпуса в статическом равновесии. Знак деформации определяется в этом случае отрицательным знаком l_i для кормовых рессор.

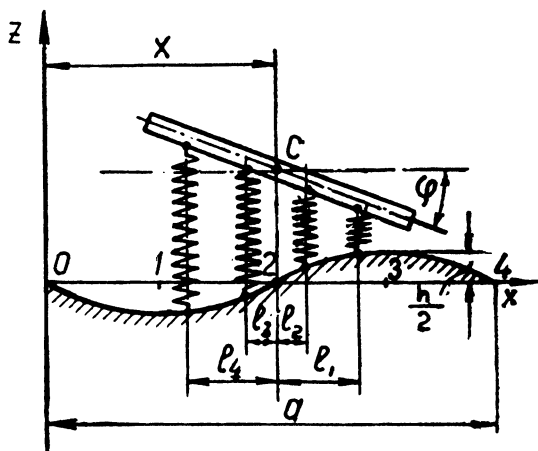


Рис. 193

Дополнительная деформация рессор, полученная за счет наезда катков на неровность, равна

$$f_{\kappa_i h} = -\frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}.$$

Знак деформации определяется произведением знака минус, стоящего перед формулой, и знака синуса.

Если $1 + n > \frac{x + l_i}{a} > 0,5 + n$, где $n = 0, 1, 2, \dots$ и т. д.

то знак синуса отрицательный (так как угол $2\pi \frac{x + l_i}{a}$ будет лежать в третьей или четвертой четвертях), а дополнительная деформация рессоры положительна и каток будет находиться на выступающей части любой из последовательно преодолеваемых неровностей (как передние катки на рис. 193), а если

$0,5 + n > \frac{x + l_i}{a} > 0 + n$, то знак синуса положительный (так как угол $2\pi \frac{x + l_i}{a}$ будет лежать в первой или второй четвертях), а дополнительная деформация рессоры отрицательна и каток будет находиться во впадине любой из неровностей (как задние катки на рис. 193).

При $\frac{x + l_i}{a} = 0,5 + n$ синус равен нулю, дополнительной деформации рессоры нет, а каток находится в точке перемены знака вертикального перемещения (на оси абсцисс).

Дополнительная сила упругости рессор по отношению к статической силе, как и всякая сила упругости, имеет знак, противоположный деформации. Так, для i -ой рессоры дополнительная сила упругости будет равна

$$P_i = -m_{\kappa_i} \left(\varphi l_i - \frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a} \right). \quad (189)$$

Момент этой силы равен

$$M_i = P_i l_i.$$

Знак момента от упругих сил рессор определится знаком силы и знаком плеча l_i .

Суммарный момент сил упругости всех рессор равен

$$M_{\text{в.у.}} = \sum_1^n 2P_i l_i = - \sum_1^n 2m_{\kappa_i} \left(\varphi l_i - \frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a} \right) l_i. \quad (190)$$

Таким образом,

$$M_{\text{в.у.}} = M'_{\text{в.у.}} + M''_{\text{в.у.}},$$

где $M'_{\text{в.у.}}$ — момент от дополнительных упругих сил рессор, вызванных угловым перемещением корпуса на угол φ ;

$$M'_{\text{в.у.}} = -\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2;$$

$M''_{\text{в.у.}}$ — момент от дополнительных упругих сил рессор, вызванных деформацией рессор, возникающей вследствие вертикального перемещения катков на неровности;

$$M''_{\text{в.у.}} = \sum_1^n 2m_{\kappa_i} \frac{h}{2} l_i \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}.$$

Дифференциальное уравнение вынужденных угловых продольных колебаний будет

$$M_{\text{вы}} = M'_{\text{вы}} + M''_{\text{вы}} = I_y \ddot{\varphi}. \quad (191)$$

Подставляя значения $M'_{\text{вы}}$ и $M''_{\text{вы}}$, получим

$$-\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2 + \sum_1^n 2m_{\kappa_i} \frac{h}{2} l_i \sin 2\pi \frac{x+l_i}{a} = I_y \ddot{\varphi}$$

или

$$\ddot{\varphi} + \varphi \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} l_i^2}{I_y} = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa_i} \frac{h}{2} l_i \sin 2\pi \frac{x+l_i}{a}}{I_y}.$$

Принимая $m_{\kappa} = \text{const}$ для всех рессор, получим

$$\ddot{\varphi} + k_{\varphi}^2 \varphi = \frac{2m_{\kappa} \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^n l_i \sin 2\pi \frac{x+l_i}{a}, \quad (191a)$$

где

$$k_{\varphi}^2 = \frac{\sum_1^n 2m_{\kappa} l_i^2}{I_y}.$$

Преобразуем выражение $\sum_1^n l_i \sin 2\pi \frac{x+l_i}{a}$

$$\begin{aligned} \sum_1^n l_i \sin 2\pi \frac{x+l_i}{a} &= \sum_1^n \left[l_i \sin \frac{2\pi x}{a} \cos \frac{2\pi l_i}{a} + \right. \\ &+ \left. l_i \cos \frac{2\pi x}{a} \sin \frac{2\pi l_i}{a} \right] = \sin \frac{2\pi x}{a} \sum_1^n l_i \cos \frac{2\pi l_i}{a} + \\ &+ \cos \frac{2\pi x}{a} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}. \end{aligned}$$

Учитывая, что $\cos \frac{2\pi l_i}{a}$ как для носовых рессор при положительном значении углов $\frac{2\pi l_i}{a}$, так и для кормовых рессор

со знаком минус для l_i , т. е. для отрицательного угла $\frac{2\pi l_i}{a}$,

имеет знак плюс, выражение $\sum_1^n l_i \cos \frac{2\pi l_i}{a}$ при различных знаках l_i для носовых и кормовых рессор для симметричной подвески равно нулю.

Для носовых рессор при положительном значении l_i синус положительного угла $\frac{2\pi l_i}{a}$ будет положительным, для кормовых рессор при отрицательном значении l_i синус отрицательного угла $\frac{2\pi l_i}{a}$ будет отрицательным.

Следовательно, $\sum_1^n l_i \sin 2\pi \frac{l_i}{a} > 0$. Последнее согласуется с физической картиной процесса. Момент от упругих сил рессор, появившийся в результате наезда катков на неровность, в соответствии со схемой (см. рис. 193) направлен против часовой стрелки. Отрицательный знак при положительном значении $\sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}$ момент получит от знака $\cos \frac{2\pi x}{a}$.

Действительно, на схеме $x = \frac{a}{2}$ и $\cos \frac{2\pi x}{a} = \cos \pi = -1$.

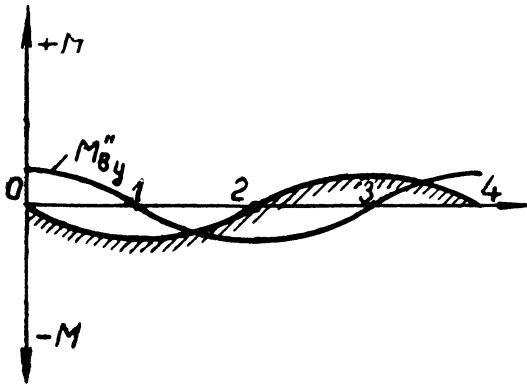


Рис. 194

На рис. 194 изображена неровность и здесь же нанесена кривая $M''_{by} = \cos \frac{2\pi x}{a} \sum_1^n 2m_k \frac{h}{2} l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}$ — кривая возмущающе-

го момента от дополнительных сил упругости рессор, возникающих в результате вертикального перемещения катков при движении по неровностям.

При положении центра тяжести корпуса над точкой 1, т. е. над серединой впадины, возмущающий момент $M''_{в.у}$ равен нулю — перемещение передних катков вниз равно перемещению вниз задних катков. При положении центра тяжести корпуса над точкой 2 передние катки переместились вверх, а задние вниз — возмущающий момент максимальный и направлен против часовой стрелки, т. е. является отрицательным моментом. При положении центра тяжести над точкой 3 момент $M''_{в.у}$ равен нулю, при положении над точкой 4 момент $M''_{в.у}$ равен максимуму и направлен по часовой стрелке и т. д.

Дифференциальное уравнение после произведенных преобразований можно написать в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} + k_{\varphi}^2 \varphi = \frac{2m_k}{I_y} \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \cos \frac{2\pi x}{a}, \quad (191)$$

или, обозначив

$$-\frac{2m_k}{I_y} \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} = B, \quad (192)$$

получим

$$\ddot{\varphi} + k_{\varphi}^2 \varphi = B \cos \frac{2\pi x}{a}.$$

Так как

$$x = vt,$$

где v — скорость танка в м/сек,

то

$$\frac{2\pi x}{a} = \frac{2\pi v}{a} t = qt,$$

где q — частота возмущающего момента; $q = \frac{2\pi v}{a}$.

Период возмущающего момента, равный времени прохождения танком полной длины неровности, будет

$$T = \frac{a}{v}.$$

Окончательно дифференциальное уравнение вынужденных угловых продольных колебаний корпуса танка будет

$$\ddot{\varphi} + k_{\varphi}^2 \varphi = B \cos qt. \quad (191в)$$

2. Решение дифференциального уравнения вынужденных угловых колебаний корпуса танка

При решении дифференциального уравнения вынужденных колебаний корпуса определяются амплитуды колебаний при различных частотах возмущающего момента, т. е. при различных скоростях движения танка по неровностям. Кроме того, ставится задача исследовать эти колебания корпуса во взаимосвязи с прохождением неровности с целью определения наиболее опасных случаев удара катков в ограничители хода.

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения равно сумме общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения, т. е.

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2. \quad (193)$$

Общее решение однородного уравнения можно взять в виде

$$\varphi_1 = C_1 \sin k_{\varphi} t + C_2 \cos k_{\varphi} t. \quad (194)$$

Частное решение неоднородного уравнения

$$\varphi_2 = \varphi_{2\max} \cos qt, \quad (195)$$

где $\varphi_{2\max}$ — амплитуда вынужденных колебаний.

Вторая производная от φ_2 равна

$$\ddot{\varphi}_2 = -\varphi_{2\max} q^2 \cos qt.$$

Для определения $\varphi_{2\max}$ подставим в дифференциальное уравнение значения φ_2 и $\ddot{\varphi}_2$

$$-\varphi_{2\max} q^2 \cos qt + \varphi_{2\max} k_{\varphi}^2 \cos qt = B \cos qt,$$

откуда амплитуда вынужденных колебаний будет равна

$$\varphi_{2\max} = \frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2}. \quad (196)$$

Общее решение неоднородного уравнения можно написать в виде

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = C_1 \sin k_{\varphi} t + C_2 \cos k_{\varphi} t + \frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2} \cos qt. \quad (193а)$$

Произвольные постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются по начальным условиям. Примем при $t = 0$ $\varphi = \varphi_0$ и $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0$. Дифференцируем равенство (193а)

$$\dot{\varphi} = C_1 k_\varphi \cos k_\varphi t - C_2 k_\varphi \sin k_\varphi t - \frac{Bq}{k_\varphi^2 - q^2} \sin qt.$$

При $t = 0$

$$\dot{\varphi}_0 = C_1 k_\varphi \text{ и } C_1 = \frac{\dot{\varphi}_0}{k_\varphi};$$

$$\varphi_0 = C_2 + \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2},$$

откуда

$$C_2 = \varphi_0 - \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2}.$$

Окончательное решение дифференциального уравнения будет

$$\varphi = \frac{\dot{\varphi}_0}{k_\varphi} \sin k_\varphi t + \left(\varphi_0 - \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} \right) \cos k_\varphi t + \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} \cos qt. \quad (193б)$$

Слагаемые правой части уравнения движения $\frac{\dot{\varphi}_0}{k_\varphi} \sin k_\varphi t + \varphi_0 \cos k_\varphi t$ определяют собственные колебания, которые совершал бы корпус при отсутствии возмущающего момента, а слагаемое $-\frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} \cos k_\varphi t$ — колебания с частотой k_φ , вызванные возмущающим моментом.

Таким образом, корпус танка совершает сложное колебательное движение, состоящее из собственных колебаний с частотой k_φ и определенной амплитудой и вынужденных колебаний с частотой q и со своей амплитудой с каким-то определенным сдвигом по фазе.

3. Определение амплитуд собственных и вынужденных угловых колебаний и сдвига фазы вынужденных угловых колебаний

Общее решение однородного уравнения можно также взять в виде

$$\varphi_1 = A \cos(k_\varphi t - \alpha).$$

Сопоставляя это уравнение с уравнением (194), определим амплитуду собственных колебаний.

$$A = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} = \sqrt{\left(\varphi_0 - \frac{B}{k_\varphi - q^2}\right)^2 + \left(\frac{\dot{\varphi}_0}{k_\varphi}\right)^2}.$$

Начальная фаза собственных колебаний в момент начала отсчета колебаний будет

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{C_1}{C_2}.$$

Особый интерес представляет случай резонанса, когда $k_\varphi = q$, т. е. когда период собственных колебаний равен периоду вынужденных колебаний. Напишем формулу (193б) в следующем виде:

$$\varphi = \frac{\dot{\varphi}_0}{k_\varphi} \sin k_\varphi t + \varphi_0 \cos k_\varphi t + \frac{B(\cos qt - \cos k_\varphi t)}{k_\varphi^2 - q^2}.$$

Последний член этого равенства можно написать так:

$$\frac{B(\cos qt - \cos k_\varphi t)}{k_\varphi^2 - q^2} = \frac{-2B \sin \frac{qt + k_\varphi t}{2} \sin \frac{qt - k_\varphi t}{2}}{(k_\varphi + q)(k_\varphi - q)}.$$

Поскольку q близко k_φ , то $\sin \frac{q - k_\varphi}{2} t$ можно заменить углом, т. е. выражением

$$\frac{q - k_\varphi}{2} t = -\frac{(k_\varphi - q)}{2} t.$$

Тогда последний член равенства будет

$$\frac{+B(k_\varphi - q)t \sin \frac{k_\varphi + q}{2} t}{(k_\varphi + q)(k_\varphi - q)} = \frac{Bt \sin \frac{k_\varphi + q}{2} t}{k_\varphi + q} = \frac{B}{2q} t \sin qt$$

и окончательно

$$\varphi = \frac{\dot{\varphi}_0}{k_\varphi} \sin k_\varphi t + \varphi_0 \cos k_\varphi t + \frac{B}{2q} t \sin qt. \quad (197)$$

Таким образом, в условиях резонанса амплитуда колебаний непрерывно увеличивается от начального значения, определяемого по начальным условиям.

Резонанс представляет собой наложение движений, а не вынужденные колебания с бесконечно большой амплитудой.

В случае, когда q близко к k_φ , но $q \neq k_\varphi$, будет иметь место биение, являющееся результатом также наложения движений $-\frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} \cos k_\varphi t$ и $\frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} \cos qt$.

На рис. 195 построен график амплитуды вынужденных колебаний в зависимости от отношения частоты возмущающего момента $q = \frac{2\pi v}{a}$ к частоте собственных колебаний корпуса танка k_φ .

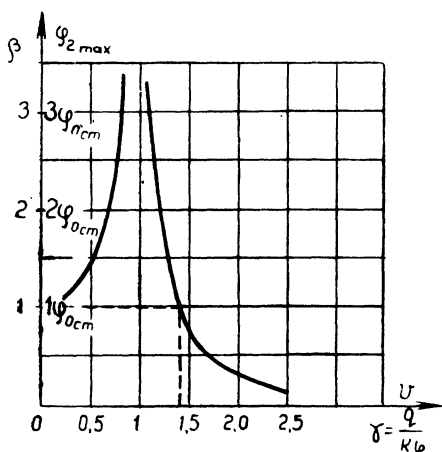


Рис. 195

Коэффициент динамичности. При $v \rightarrow 0$ частота возмущающего момента $q \rightarrow 0$. Тогда максимальный угол наклона корпуса танка при нахождении его на неровности будет равен

$$\varphi_{0ст} = \frac{B}{k_\varphi^2}. \quad (198)$$

Этот угол будет максимальным из возможных углов наклона при движении танка по неровности с $v \rightarrow 0$ и будет соответствовать углу наклона при нахождении центра тяжести корпуса над точкой 2 (см. рис. 193).

Угол $\varphi_{0ст}$ в основном зависит от высоты и длины неровности и не зависит от m_k . Действительно, подставив значение B и k_φ^2 в формулу (198), получим

$$\varphi_{0\text{ст}} = \frac{2m_{\kappa} \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{I_y} = \frac{\frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{\sum_1^n 2m_{\kappa} l_i^2} = \frac{\frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{\sum_1^n l_i^2} \cdot I_y. \quad (198a)$$

Отношение амплитуды вынужденных колебаний $\varphi_{2\text{max}} = \frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2}$ при различных значениях q к углу наклона корпуса $\varphi_{0\text{ст}}$ назовем коэффициентом динамичности и обозначим его через β , т. е.

$$\beta = \frac{\varphi_{2\text{max}}}{\varphi_{0\text{ст}}} = \frac{k_{\varphi}^2}{k_{\varphi}^2 - q^2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{q}{k_{\varphi}}\right)^2} = \frac{1}{1 - \gamma^2}, \quad (199)$$

где $\gamma = \frac{q}{k_{\varphi}}$.

Таким образом, амплитуда колебаний будет равна

$$\varphi_{2\text{max}} = \beta \varphi_{0\text{ст}}.$$

По оси ординат (см. рис. 195), кроме масштаба $\varphi_{2\text{max}}$, откладываем масштаб коэффициента β , а по оси абсцисс — масштаб скорости танка. С увеличением частоты возмущающего момента q , т. е. с увеличением скорости движения, амплитуда вынужденных колебаний корпуса танка увеличивается. При равенстве частоты возмущения и собственной частоты $\beta = \infty$ и $\varphi_{2\text{max}} = \infty$. В действительности амплитуда вынужденных колебаний корпуса танка не будет равна бесконечности, так как она ограничена конструкцией ходовой части танка и силами трения в подвеске.

После резонанса с увеличением v амплитуда уменьшается и при $q = 1,41k_{\varphi}$ становится равной $\varphi_{0\text{ст}}$. Коэффициент динамичности будет равен $\beta = -1$. При дальнейшем увеличении v амплитуда стремится к нулю.

Сдвиг фазы вынужденных колебаний. Знак угла

$\varphi_{2\text{max}} = \frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2}$ при $q > k_{\varphi}$ будет минус. Это значит, что угол

вое перемещение корпуса $\varphi_2 = \frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2} \cos qt$ запаздывает по от-

ношению к изменению возмущающего момента $M''_{\text{вы}} = BI_y \cos qt$ на полпериода. Сдвиг по фазе между моментом и перемещением $\varepsilon = \pi$. При $q < k_\varphi$ перемещение будет в одной фазе с моментом $M''_{\text{вы}}$, т. е. сдвиг фазы $\varepsilon = 0$. Обычно отрицательную ветвь кривой $\beta = f(\gamma)$ условно наносят как положительную, поскольку перемещения в процессе колебаний в обе стороны относительно положения статического равновесия одинаковы.

Однако для данного случая, а именно: когда возмущающий момент возникает в результате вертикального перемещения катков при наезде их на неровности, условия работы ходовой части танка при одинаковых значениях амплитуд, но при различном сдвиге перемещения φ относительно момента $M''_{\text{вы}}$ будут различными.

При движении танка со скоростью $v < v_{\text{рез}}$ при наезде передних катков на выпуклую часть неровности корпус поворачивается на корму, а при съезде катков с выпуклой части неровности — на нос. Вероятность удара катков в ограничители хода уменьшается. При движении танка со скоростью $v > v_{\text{рез}}$ условия движения менее благоприятны, так как при наезде передних катков на выпуклую часть неровности корпус наклоняется носовой частью навстречу каткам. Особенно опасно движение со скоростями, близкими к резонансной.

Наезжая на ряд неровностей со скоростью, превышающей $v_{\text{рез}}$, механик-водитель, снижая скорость, проходит режим резонанса колебаний с неблагоприятным сочетанием углового перемещения корпуса и вертикального перемещения катков и тем самым ставит машину в более тяжелые условия, чем если бы он при движении с $v < v_{\text{рез}}$ начал увеличивать скорость, проходя режим резонанса.

На рис. 196 приведен график изменения возмущающего момента $M''_{\text{вы}}$ при движении танка по неровности.

На рис. 197 показано положение корпуса в момент прохождения центром тяжести танка точки 2, лежащей на неровности, для случая, когда $q < k_\varphi$, т. е. при $v < v_{\text{рез}}$. Корпус наклонился

на корму на угол $\varphi_{2\text{max}} = \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} \cos \pi$, т. е. на отрицательный

угол. В этом случае $\frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} > 0$, т. е. положительно, а знак

$\cos qt$ при $qt = \frac{2\pi x}{a} = \frac{2\pi a}{2a} = \pi$ будет отрицательным. При поло-

жении центра тяжести корпуса над точкой 2 неровности $\left(x = \frac{a}{2}\right)$ угол наклона $\frac{B}{k_\varphi^2 - q^2}$ больше статического угла наклона,

равного, как известно, $\frac{B}{k_\varphi^2}$.

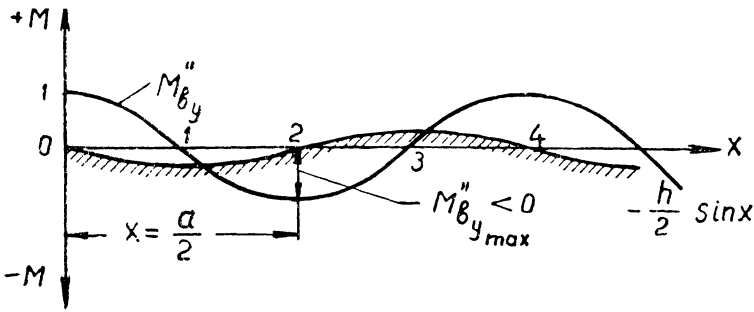


Рис. 196

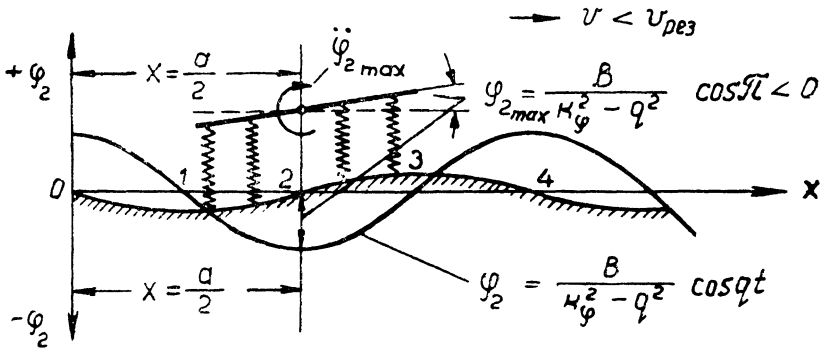


Рис. 197

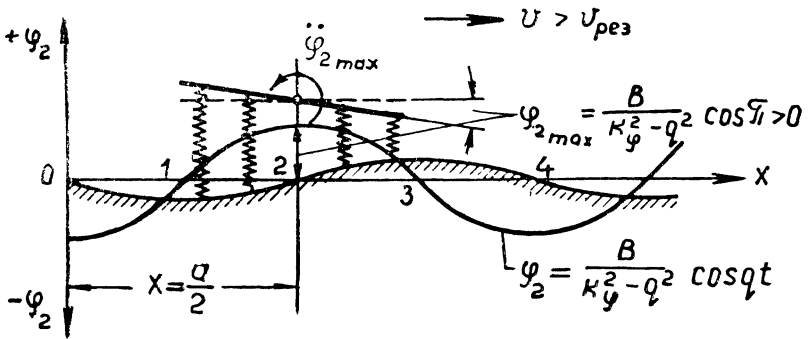


Рис. 198

На рис. 198 изображено положение корпуса, когда $q > k_y$, т. е. при $v > v_{рез}$. Корпус наклонился на нос на такой же по абсолютной величине угол $\frac{B}{k_y^2 - q^2} \cos qt$.

Угол наклона корпуса $\frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2} \cos qt$ будет положительным, так как $\frac{B}{k_{\varphi}^2 - q^2} < 0$ и $\cos qt < 0$.

4. Определение ускорения при вынужденных угловых колебаниях корпуса танка

Амплитуда вынужденных колебаний неполностью отражает качество подвески танка. Другим важным параметром, характеризующим качество подвески, являются вертикальные ускорения, которые испытывают члены экипажа при угловых продольных колебаниях корпуса.

Вертикальные ускорения будут равны

$$\ddot{z} = \ddot{\varphi}_2 l_i,$$

где $\ddot{\varphi}_2$ — угловое ускорение корпуса;

l_i — расстояние данной точки (сидения) от центра тяжести корпуса.

Угловое ускорение корпуса танка при угловых продольных колебаниях будет

$$\ddot{\varphi}_2 = -\varphi_{2\max} q^2 \cos qt = -\frac{Bq^2}{k_{\varphi}^2 - q^2} \cos qt. \quad (200)$$

Максимальное значение ускорения будет равно

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = -\frac{Bq^2}{k_{\varphi}^2 - q^2} \cos 0,$$

или

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = -\frac{Bq^2}{k_{\varphi}^2 - q^2} \cos \pi,$$

т. е.

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = \pm \frac{Bq^2}{k_{\varphi}^2 - q^2}. \quad (201)$$

В рассмотренном на рис. 197 случае

$$\ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_{2\max} = -\frac{Bq^3}{k_\varphi^2 - q^2} \cos \pi > 0,$$

т.е. направлено по часовой стрелке, так как $\frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} > 0$ и $\cos \pi = -1$.

Для случая, показанного на рис. 198,

$$\ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_{2\max} = -\frac{Bq^3}{k_\varphi^2 - q^2} \cos \pi < 0.$$

Таким образом, при равных амплитудах, но в одном случае при движении с $v < v_{\text{рез}}$, а в другом при движении с $v > v_{\text{рез}}$, угловые ускорения будут различны. Большим будет ускорение для случая движения, когда $v > v_{\text{рез}}$, так как эти ускорения пропорциональны q^3 , т. е. v^2 .

Учитывая, что $\varphi_{2\max} = \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} = \beta \frac{B}{k_\varphi^2}$, угловое ускорение $\ddot{\varphi}_2$ можно выразить также в следующем виде:

$$\ddot{\varphi}_2 = -\beta \frac{B}{k_\varphi^2} q^3 \cos qt.$$

Максимальное значение $\ddot{\varphi}_2$ будет равно

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = \pm \beta \frac{B}{k_\varphi^2} q^3 = \pm \beta \gamma^3 B, \quad (201a)$$

т. е. ускорение $\ddot{\varphi}_{2\max}$ при движении по данной неровности будет изменяться, если мы будем менять жесткость подвески, так как B пропорционально m_k . Как известно,

$$B = \frac{2m_k \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}.$$

На рис. 199 приведен график углового ускорения, выраженного через безразмерный коэффициент W ,

$$W = \frac{\ddot{\varphi}_{2\max}}{\ddot{\varphi}_{2\max \text{ при } q = \infty}}. \quad (202)$$

Угловое ускорение при $q = \infty$ равно B .

При очень большой частоте q , т. е. при движении с очень большой скоростью, корпус не будет иметь углового перемещения, но вместе с тем будет испытывать угловое ускорение, равное B .

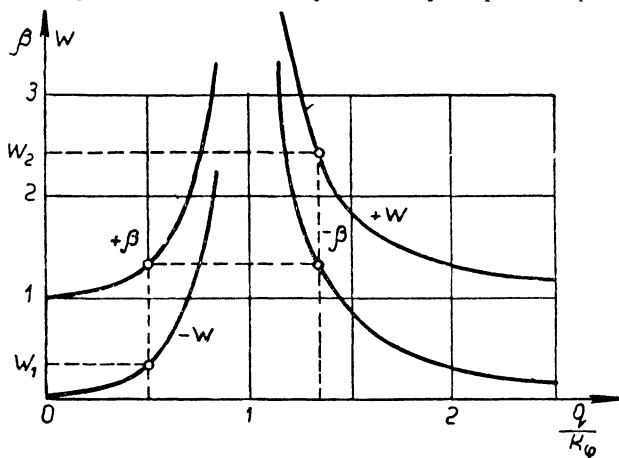


Рис. 199

Действительно, при $q = \infty$ амплитуда колебания равна 0, так как $\varphi_2 = \frac{B}{k_\varphi^2 - q^2} = \frac{B}{\infty} = 0$. На корпус действует момент от упругих сил рессор, т. е. сил, вызванных только вертикальными перемещениями катков при наезде их на неровности,

$$M''_{\text{в.у}} = 2m_{\text{к}} \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt.$$

Дифференциальное уравнение углового перемещения корпуса для этого случая будет

$$M''_{\text{в.у}} = I_y \ddot{\varphi}_2,$$

откуда ускорение будет равно

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{M''_{\text{в.у}}}{I_y} = \frac{2m_{\text{к}} \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt = \dot{B} \cos qt. \quad (203)$$

Максимальное значение ускорения будет при $\cos qt = \pm 1$, т. е. при нахождении центра тяжести над точками неровности 0, 2, 4 и т. д.

Подставив в формулу (202) значения $\ddot{\varphi}_{2\text{max}}$ и $\ddot{\varphi}_{2\text{max}}$ при $q = \infty = B$, получим

$$W = \beta \gamma^2. \quad (204)$$

В дорезонансной зоне, т. е. при $q < k_{\varphi}$ и $(v < v_{рез})$, коэффициент W отрицателен, а в зоне $q > k_{\varphi}$ при $(v > v_{рез})$ — положителен.

Знак $\ddot{\varphi}_2$ определяется знаком W и знаком $\cos qt$. На графике (см. рис. 199) определены значения W для двух скоростей движения с одинаковой амплитудой вынужденных колебаний корпуса.

Для случая движения с $v < v_{рез}$, когда центр тяжести находится над точкой 2 неровности (см. рис. 197), ускорение $\ddot{\varphi}_2$ будет положительным. Это ускорение равно произведению коэффициента W_1 , имеющего знак минус и $\cos qt = \cos \pi = -1$.

Ускорение, пропорциональное W_1 , будет в несколько раз меньше ускорения, пропорционального W_2 при $v > v_{рез}$.

Ускорение при $v > v_{рез}$ (см. рис. 198) будет отрицательным, так как W_2 (см. рис. 199) положительно.

Следует иметь в виду, что ускорение $\ddot{\varphi}_2$ пропорционально сумме двух моментов: момента от дополнительных сил упругости рессор, возникших в результате углового перемещения корпуса, и момента от дополнительных сил упругости рессор, возникших в результате вертикального перемещения катков. В первом случае при $v < v_{рез}$ эти моменты имеют различные направления и, следовательно, ускорение пропорционально разности их абсолютных величин и направлено в сторону большего момента — момента от дополнительных сил упругости рессор, возникших в результате углового перемещения корпуса. Во втором случае моменты направлены в одну сторону и ускорение корпуса $\ddot{\varphi}_2$ пропорционально сумме абсолютных значений моментов.

Таким образом, вынужденные угловые продольные колебания корпуса танка при отсутствии амортизаторов в подвеске зависят от конструктивных параметров машины и подвески, характера неровности пути и скорости движения танка.

При длительном движении танка по непрерывно повторяющимся неровностям синусоидальной формы со скоростью, при которой частота возмущающего момента равна частоте собственных колебаний корпуса, амплитуда колебаний теоретически становится бесконечно большой. Практически движение в условиях резонанса будет сопровождаться сильными ударами балансиров в ограничители хода, в результате чего может произойти поломка отдельных узлов машины или травмирование экипажа.

При движении танка со скоростями, меньшими, чем при резонансе, угловые колебания корпуса происходят в одной фазе с возмущающим моментом. В момент наезда на выпуклую часть неровности корпус поворачивается на корму, а в момент съезда — на нос, что уменьшает опасность удара катков в ограничители хода.

При движении танка со скоростями, превышающими скорость при резонансе, угловые колебания корпуса происходят со сдвигом на полпериода по отношению к изменению возмущающего момента. В момент наезда танка на выпуклую часть неровности корпус «клюет» на нос, что увеличивает вероятность ударов катков в ограничители хода. Переход режима резонанса колебаний более опасен в момент уменьшения скорости, нежели при разгоне танка.

При малых скоростях движения угловое ускорение вынужденных колебаний корпуса танка незначительно и быстро повышается с увеличением скорости по мере приближения к резонансу. Угловое ускорение корпуса танка при движении с $v > v_{рез}$ с увеличением скорости падает. При равных амплитудах, когда $v > v_{рез}$, ускорение в несколько раз превышает ускорение при $v < v_{рез}$.

§ 2. ВЫНУЖДЕННЫЕ УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА ТАНКА ПРИ НАЛИЧИИ АМОРТИЗАТОРОВ

1. Составление дифференциального уравнения вынужденных угловых колебаний корпуса танка при наличии амортизаторов

При наличии в системе поддрессоривания амортизаторов, помимо внешних сил, которые были рассмотрены в предыдущем параграфе, будут действовать дополнительно силы сопротивления амортизаторов. Эти сопротивления обуславливаются вертикальными и угловыми перемещениями корпуса и вертикальными перемещениями катков при движении танка по неровностям пути.

Сопротивление амортизаторов, приведенное к осям катков, пропорционально скорости вертикального перемещения катков относительно корпуса танка. При определении сил сопротивления амортизаторов необходимо прежде установить закономерности изменения скорости этого перемещения.

Внешние силы, действующие на корпус со стороны рессор, будут те же, что и в предыдущем случае, когда мы рассматривали вынужденные колебания корпуса при отсутствии амортизаторов. Дополнительные силы упругости рессор создают внешние моменты: момент

$$M'_{vy} = -\varphi \sum_1^n 2m_k l_i^2$$

от дополнительных сил упругости рессор, обусловленных угловыми перемещениями корпуса, и момент

$$M''_{vy} = 2m_k \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt$$

от дополнительных сил упругости рессор, вызванных вертикальными перемещениями катков при наезде их на неровности.

В сумме эти два момента дают результирующий момент упругих сил рессор на корпус. Разделение результирующего момента упругих сил рессор на две составляющие является условным, но оно удобно для решения задачи по вынужденным колебаниям корпуса танка. Каждый момент в отдельности имеет свой закон изменения по времени.

Момент от сил сопротивления амортизаторов также условно разобьем на три составляющих. Поскольку имеется угловая скорость перемещения корпуса из общего момента, создаваемого силами сопротивления амортизаторов, можно выделить момент сопротивления, вызванный этой угловой скоростью перемещения корпуса танка.

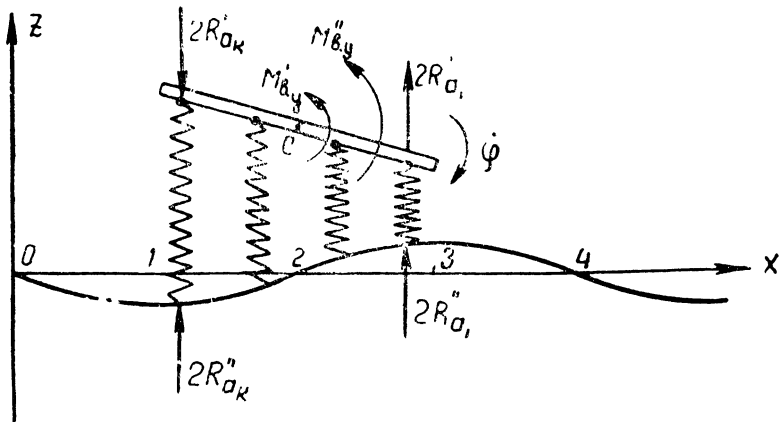


Рис. 200

На схеме (рис. 200) силы сопротивления амортизаторов, появившиеся в результате скорости углового перемещения корпуса, обозначены $2R'_{a_i}$ и $2R'_{a_k}$. Момент от этих сил сопротивления амортизаторов, как было показано выше, всегда противоположен направлению скорости углового перемещения корпуса и равен

$$M_{\dot{\psi}}' = -2\mu(l_1^2 + l_k^2)\dot{\psi} = -\dot{\psi} \sum_1^k 2\mu l_i^2.$$

Определим момент от сил сопротивления амортизаторов, появляющихся в результате вертикального перемещения катков при наезде последних на неровности пути.

Согласно нашей расчетной схеме, как передние, так и задние катки, на которых установлены амортизаторы, перемещаются вверх с определенными скоростями, зависящими от скорости поступа-

тельного движения самого танка и от положения катков на неровности, длины неровности и ее высоты. Катки перемещаются вертикально, и это вызывает силы сопротивления в амортизаторах, обозначенные на рис. 200 $2R''_{a_1}$ и $2R''_{a_k}$. Эти силы создают момент, который мы назовем возмущающим моментом от сил сопротивления амортизаторов. Момент этот равен

$$M''_a = 2 \sum_1^k R''_{a_i} l_i.$$

Знак момента определится произведением знака силы $2R''_{a_i}$ и знака плеча l_i .

Сила сопротивления амортизаторов пропорциональна скорости вертикального перемещения катков при наезде последних на неровность. Как известно, дополнительная деформация рессор при наезде катков на неровность равна

$$-\frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}.$$

Эта дополнительная деформация рессор будет соответствовать вертикальному перемещению катков, выраженному в неподвижных координатах. Скорость вертикального перемещения катков в этих координатах будет равна

$$v_{\kappa_i} = -\frac{h}{2} \frac{d \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}}{dt}.$$

Сила сопротивления амортизаторов пропорциональна этой скорости, приложена к корпусу и имеет то же направление, что и скорость. Если катки перемещаются снизу вверх, то и сила сопротивления амортизаторов действует на корпус снизу вверх, т. е. будет положительной.

В подвижной системе координат сила сопротивления амортизаторов будет иметь противоположный знак, а именно: сила, приложенная к корпусу снизу вверх, будет отрицательной.

Поскольку дифференциальное уравнение колебаний корпуса мы составляем в подвижных координатах, сопротивление амортизаторов, пропорциональное скорости вертикального перемещения катков, будет равно

$$2R''_{a_i} = 2\mu \frac{h}{2} \frac{d \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}}{dt}.$$

Поставив значение сопротивления амортизаторов в формулу для момента M''_a , получим

$$M_a'' = \sum_1^{\kappa} 2\mu \frac{h}{2} \frac{d \sin 2\pi \frac{x+l_i}{a}}{dt} l_i = 2\mu \frac{h}{2} \sum_1^{\kappa} q l_i \cos \left(qt + \frac{2\pi l_i}{a} \right) =$$

$$= 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^{\kappa} \left(l_i \cos \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt - l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \sin qt \right),$$

или

$$M_a'' = 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^{\kappa} l_i \cos \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt + 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^{\kappa} -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \sin qt. \quad (205)$$

Для симметричной подвески

$$\sum_1^{\kappa} l_i \cos \frac{2\pi l_i}{a} = 0,$$

так как знак l_i для передних и задних катков различен, а знак косинуса отрицательного и положительного углов будет один и тот же. Следовательно,

$$\sum_1^{\kappa} l_i \cos \frac{2\pi l_i}{a}$$

есть разность одинаковых величин. Таким образом, для симметричной подвески возмущающий момент от амортизаторов будет равен

$$M_a'' = 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^{\kappa} -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \sin qt. \quad (205a)$$

Знак

$$\sum_1^{\kappa} -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}$$

будет всегда минус, так как при отрицательном значении l_i знак синуса угла $\frac{2\pi l_i}{a}$ также будет минус и, следовательно,

$$\sum_1^{\kappa} -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} < 0.$$

Значит, постоянный коэффициент перед функцией $\sin qt$ имеет отрицательный знак. Знак момента M_a'' определится произведением знаков коэффициента перед синусом и знака самого синуса. При значении $x > \frac{a}{2}$, т.е. когда центр тяжести танка переместится несколько вперед относительно точки 2, расположенной на средней линии неровности, а передний каток не дойдет до точки 3, момент M_a'' может иметь положительный знак, что возможно только при условии, если знак функции $\sin qt$ будет минус. При значении $x > \frac{a}{2}$ угол qt будет лежать в третьей четверти, так как при $x = \frac{a}{2}$ угол $qt = \pi$. А это значит, что знак синуса будет минус. Действительно ли момент M_a'' будет положительным, т.е. будет ли он направлен по часовой стрелке? Это может быть в том случае, если $2R_k'' > 2R_{a_1}''$. При положении центра тяжести танка над точкой 2 вертикальные скорости перемещений вверх катков 1 и 4 одинаковы. При дальнейшем поступательном перемещении танка вперед вдоль оси x вертикальная скорость заднего катка возрастает, а переднего — уменьшается, что и дает необходимые соотношения сил сопротивления амортизаторов, а именно $2R_k'' > 2R_{a_1}''$. При любом другом положении танка на неровности знак момента M_a'' всегда автоматически определится изменяющимся знаком функции $\sin qt$.

На рис. 201 показана неровность и здесь же нанесена кривая возмущающего момента от сил сопротивления амортизаторов, возникающих в результате вертикального перемещения катков со скоростью, зависящей от неровности и скорости танка.

При положении центра тяжести корпуса над точкой 1 скорость передних катков направлена вверх, в то время как задних — вниз. В результате момент M_a'' имеет максимальное значение и направлен против часовой стрелки, т.е. является отрицательным моментом. При положении центра тяжести танка над точкой 2 скорость передних и задних катков одинакова и направлена вверх, в результате чего момент $M_a'' = 0$. В точке 3 момент M_a'' направлен по часовой стрелке и имеет максимальное значение, так как передние катки опускаются, а задние поднимаются на неровность и т.д.

Момент от сил сопротивления амортизаторов, возникающих в результате вертикального перемещения корпуса со скоростью \dot{z} при симметричном расположении амортизаторов относительно поперечной оси, равен нулю, так как силы сопротивления передних и задних амортизаторов пропорциональны этой скорости, равны и направлены в одну сторону. На схеме (см. рис. 200) эти силы сопротивления амортизаторов не показаны.

Подставим в дифференциальное уравнение углового перемещения корпуса $\sum M = I_y \ddot{\varphi}$ значение всех внешних моментов

$$\begin{aligned} \sum M = & -\varphi \sum_1^n 2m_{\kappa} l_i^2 + 2m_{\kappa} \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt - \dot{\varphi} \sum_1^k 2\mu l_i^2 + \\ & + 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^k -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} \sin qt = I_y \ddot{\varphi}. \end{aligned}$$

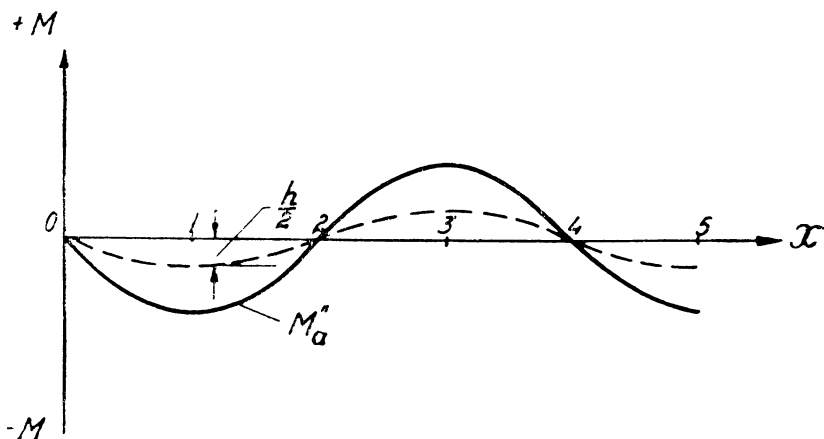


Рис. 201

Разделим обе части уравнения на I_y и перегруппируем члены

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{1}{I_y} \sum_1^n 2m_{\kappa} l_i^2 \varphi + \frac{1}{I_y} \sum_1^k 2\mu l_i^2 \dot{\varphi} = \\ = \frac{2m_{\kappa} \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{I_y} \cos qt + \frac{2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^k -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{I_y} \sin qt. \end{aligned}$$

Окончательно дифференциальное уравнение вынужденных угловых колебаний корпуса можем написать в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} + 2p \dot{\varphi} + k_{\varphi}^2 \varphi = B \cos qt + D \sin qt, \quad (206)$$

где

$$D = \frac{2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^k -l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{I_y}. \quad (207)$$

2. Решение дифференциального уравнения вынужденных угловых колебаний корпуса танка при наличии амортизаторов

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения равно сумме общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения, т. е.

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2. \quad (208)$$

Общее решение однородного уравнения при $k_\varphi^2 > p^2$ будет

$$\varphi_1 = C_1 e^{-pt} \cos kt + C_2 e^{-pt} \sin kt, \quad (209)$$

где

$$k = \sqrt{k_\varphi^2 - p^2}.$$

Частное решение неоднородного уравнения найдем в виде

$$\varphi_2 = M \cos qt + N \sin qt. \quad (210)$$

Определим постоянные коэффициенты M и N .

Первая и вторая производные от φ_2 по времени t будут равны

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_2 &= -qM \sin qt + qN \cos qt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -q^2 M \cos qt - q^2 N \sin qt. \end{aligned}$$

Подставим значения φ_2 , $\dot{\varphi}_2$ и $\ddot{\varphi}_2$ в дифференциальное уравнение

$$\begin{aligned} -q^2 M \cos qt - q^2 N \sin qt - 2pqM \sin qt + 2pqN \cos qt + \\ + k_\varphi^2 M \cos qt + k_\varphi^2 N \sin qt = B \cos qt + D \sin qt. \end{aligned}$$

Приравнявая коэффициенты при $\sin qt$ и $\cos qt$, получим

$$\begin{aligned} -q^2 M + 2pqN + k_\varphi^2 M &= B; \\ -q^2 N - 2pqM + k_\varphi^2 N &= D. \end{aligned}$$

Из полученных уравнений определим значение коэффициентов M и N

$$M = \frac{B(k_\varphi^2 - q^2) - 2pqD}{(k_\varphi^2 - q^2)^2 + 4p^2 q^2}; \quad (211)$$

$$N = \frac{D(k_{\varphi}^2 - q^2) + 2pqB}{(k_{\varphi}^2 - q^2)^2 + 4p^2q^2}. \quad (212)$$

Таким образом, постоянные коэффициенты M и N определяются величинами, зависящими от конструктивных параметров машины, характера неровностей и скорости движения.

Общее решение неоднородного уравнения будет

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = C_1 e^{-pt} \cos kt + C_2 e^{-pt} \sin kt + M \cos qt + N \sin qt. \quad (213)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются по начальным условиям $t=0$, $\varphi = \varphi_0$, $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0$.

При $t=0$

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi_0 = C_1 + M; \\ C_1 &= \varphi_0 - M. \end{aligned}$$

Первая производная $\dot{\varphi}$ равна

$$\dot{\varphi} = C_1(-pe^{-pt} \cos kt - e^{-pt} k \sin kt) + C_2(-pe^{-pt} \sin kt + e^{-pt} k \cos kt) - Mq \sin qt + Nq \cos qt.$$

При $t=0$

$$\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 = C_1(-p) + C_2 k + Nq.$$

Откуда C_2 равно

$$C_2 = \frac{\dot{\varphi}_0 + (\varphi_0 - M)p - Nq}{k}.$$

Таким образом, постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются величинами, зависящими от конструктивных параметров машины, характера неровности пути, скорости движения танка, начальной амплитуды и скорости $\dot{\varphi}$ в начальный момент отсчета времени.

Для окончательного численного решения вынужденных колебаний корпуса какого-либо танка необходимо в формуле (213) заменить коэффициенты M и N и постоянные интегрирования C_1 и C_2 их численными значениями.

При длительном движении танка после начала отсчета времени собственные колебания его корпуса будут настолько незначительными, что ими можно пренебречь. Интенсивность затухания собственных колебаний характеризуется множителем e^{-pt} , входящим в формулу собственных колебаний. Как было указано, при исследовании влияния установленных на современных танках амортизаторов на собственные колебания корпуса танка амплитуда собственных колебаний только за один период уменьшается не меньше чем в 10 раз. Поэтому, рассматривая колебательные движения корпуса танка спустя некоторое время после начала отсчета времени,

легко убедиться, что колебания танка будут действительно весьма незначительными. Амплитуда вынужденных колебаний в этом случае определится формулой

$$\varphi_2 = M \cos qt + N \sin qt,$$

или

$$\varphi_2 = \varphi_{2\max} \cos (qt - \alpha_\varphi). \quad (210a)$$

Амплитуда вынужденных угловых продольных колебаний

$$\varphi_{2\max} = \sqrt{M^2 + N^2} = \frac{\sqrt{B^2 + D^2}}{\sqrt{(k_\varphi^2 - q^2)^2 + 4p^2q^2}}. \quad (214)$$

Сдвиг фазы вынужденных угловых продольных колебаний

$$\alpha_\varphi = \operatorname{arctg} \frac{N}{M} = \operatorname{arctg} \frac{D(k_\varphi^2 - q^2) + 2pqB}{B(k_\varphi^2 - q^2) - 2pqD}. \quad (215)$$

В случае резонанса колебаний, т. е. при $k_\varphi = q$, собственные колебания танка также быстро затухнут и колебания будут определяться формулой

$$\varphi_2 = \frac{B}{2pq} \sin qt - \frac{D}{2pq} \cos qt, \quad (210b)$$

так как

$$M = -\frac{D}{2pq} \quad \text{и} \quad N = \frac{B}{2pq}.$$

Амплитуда при $q \doteq k_\varphi$ будет равна

$$\varphi_{2\max} = \frac{\sqrt{B^2 + D^2}}{2pq},$$

а сдвиг фазы

$$\alpha_\varphi = \operatorname{arctg} \left(-\frac{B}{D} \right).$$

Динамический коэффициент определится по формуле

$$\beta = \frac{\varphi_{2\max}}{\varphi_{0\text{ст}}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{D}{B}\right)^2}{1 + (\gamma\sigma)^2 + \gamma^4 - 2\gamma^2}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{D}{B}\right)^2}{(1 - \gamma^2)^2 + (\gamma\sigma)^2}},$$

где

$$\gamma = \frac{q}{k_\varphi} \quad \text{и} \quad \sigma = \frac{2p}{k_\varphi}.$$

В условиях резонанса, когда $\gamma=1$,

$$\beta = \frac{1}{\sigma} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{B}\right)^2}.$$

Для частного случая, когда амортизаторы будут стоять на всех катках и $\frac{D}{B} = \gamma\sigma$, коэффициент β можно выразить и через безразмерные коэффициенты, т. е.

$$\beta = \sqrt{\frac{1 + (\gamma\sigma)^2}{(1 - \gamma^2)^2 + (\gamma\sigma)^2}}. \quad (216)$$

При $\gamma=1$, т. е. при резонансе, $\beta = \sqrt{1 + \left(\frac{1}{\sigma}\right)^2}$.

Чем мощнее амортизаторы, тем амплитуда меньше, так как с увеличением эффективности амортизаторов увеличивается σ .

На рис. 202 приведен график изменения амплитуды $\varphi_{2\max}$ при различных значениях коэффициента демпфирования σ для танка с амортизаторами на всех катках в зависимости от соотношения частот q и k_φ . Амортизаторы значительно уменьшают амплитуду колебаний в зоне, близкой к резонансу. При $q = \sqrt{2} k_\varphi$, т. е. при $v = \sqrt{2} v_{\text{рез}}$, коэффициент $\beta = 1$ при любых амортизаторах. При $v > \sqrt{2} v_{\text{рез}}$ более мощные амортизаторы увеличивают амплитуду колебания по сравнению с амплитудой при отсутствии амортизаторов, но абсолютное значение амплитуд меньше, чем в зоне резонанса или при $v = \sqrt{2} v_{\text{рез}}$.

Максимальное значение амплитуд вынужденных колебаний при наличии амортизаторов будет при $\gamma < 1$. Чем мощнее амортизаторы, тем меньше значение γ , при котором амплитуда вынужденных колебаний имеет максимальное значение. Поэтому необходимо уточнить, что мы будем называть резонансом колебаний при наличии амортизаторов. Условимся резонансом колебаний называть тот случай, когда $\gamma = 1$, т. е. при совпадении частоты возмущающего момента с собственной частотой угловых продольных колебаний корпуса танка при отсутствии амортизаторов. Но при этом будем помнить, что максимальное значение амплитуды при наличии амортизаторов будет при $\gamma < 1$.

Для определения максимального значения амплитуды вынужденных колебаний, или, что то же, для определения β_{\max} исследуем функцию

$$\beta = \sqrt{\frac{1 + (\gamma\sigma)^2}{1 + (\gamma\sigma)^2 + \gamma^4 - 2\gamma^2}} \text{ на maximum.}$$

Максимальное значение β будет при γ равном

$$\gamma = \sqrt{\sqrt{\left(\frac{1}{\sigma}\right)^4 + 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2} - \left(\frac{1}{\sigma}\right)^2}.$$

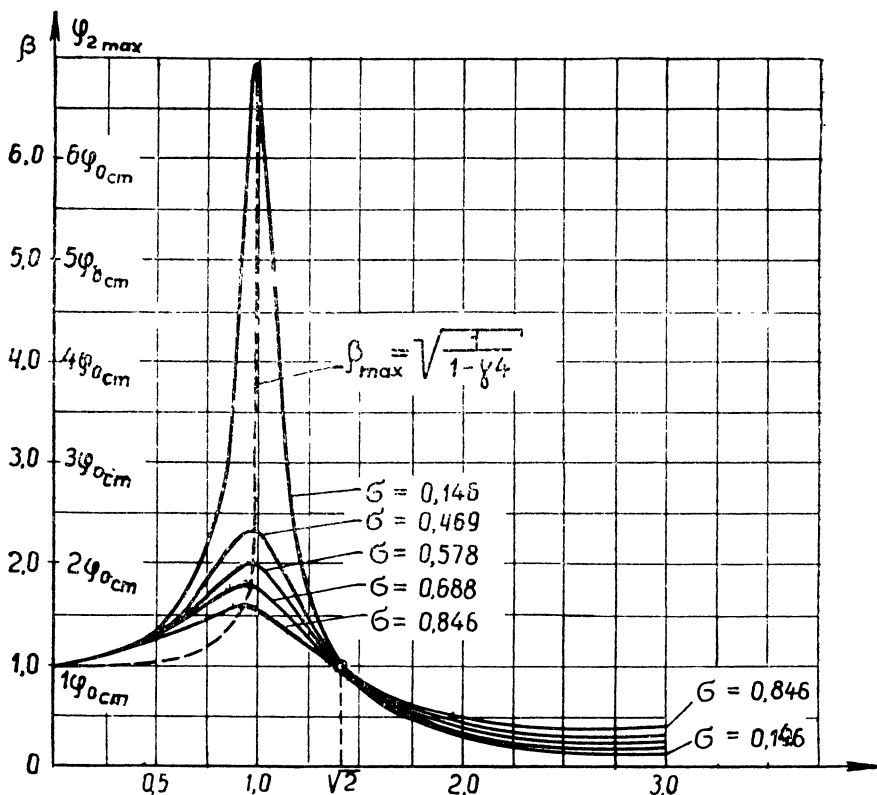


Рис. 202

Зная зависимость $\gamma = f(\sigma)$, при которой β будет иметь максимальное значение, можно определить $\beta_{\max} = f(\gamma)$.

Формула $\gamma = \sqrt{\sqrt{\left(\frac{1}{\sigma}\right)^4 + 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2} - \left(\frac{1}{\sigma}\right)^2}$ была получена

из биквадратного уравнения

$$\gamma^4 + 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 \gamma^2 - 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 = 0,$$

$$\text{откуда } \left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 = \frac{\gamma^4}{2(1-\gamma^2)}.$$

Подставляя в формулу (216) значение $\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2$, получим

$$\beta_{\max} = \sqrt{\frac{1}{1-\gamma^4}}.$$

На графике (см. рис. 202) эта кривая показана пунктирной линией. При оптимальных характеристиках амортизаторов значение β_{\max} будет при $\gamma = 0,915$. Коэффициент β при этом будет равен 1,855. Значение β при $\gamma = 1$ равно 1,76. Таким образом, расхождение не столь велико. При более слабых амортизаторах расхождение будет еще меньше.

При установке амортизаторов на всех катках, как известно, $\varphi_{2 \max} = \varphi_{0 \text{ ст}}$ будет при $\gamma = 1,41$.

При установке амортизаторов не на всех катках значение коэффициента γ , при котором соблюдается это равенство, для разных σ будет различным, так как $\gamma\sigma \neq \frac{D}{B}$. К примеру, для

средних и тяжелых танков при $a = 2L$ $\frac{D}{B} \approx 0,75 \gamma\sigma$. При

$\sigma = 0,846$ соответствующее значение $\gamma = 1,3$. При $\sigma = 0,469$ $\gamma = 1,385$. Незначительно изменится также характер зависимости $\beta = f(\gamma)$ и при других γ .

Проанализируем взаимосвязь между неровностью, по которой движется танк, возмущающими моментами и вынужденными колебаниями при установившемся режиме колебаний, т. е. после того, как собственные колебания затухнут и останутся только вынужденные.

Угол сдвига фазы вынужденных угловых продольных колебаний есть алгебраическая сумма углов сдвигов фазы результирующего возмущающего момента и фазы вынужденных угловых продольных колебаний относительно результирующего возмущающего момента, т. е.

$$\alpha_{\varphi} = \alpha_1 + \varepsilon, \quad (217)$$

где α_1 — сдвиг фазы результирующего возмущающего момента;
 ε — сдвиг фазы вынужденных угловых продольных колебаний относительно результирующего возмущающего момента.

Возмущающий момент от упругих сил рессор, отнесенный к единице момента инерции корпуса танка $B \cos qt$, и возмущающий момент от амортизаторов, отнесенный к единице момента инерции корпуса танка $D \sin qt$, сдвинуты по отношению друг друга на $\frac{\pi}{2}$

(рис. 203). Результирующий возмущающий момент, отнесенный к единице l_y , будет равен

$$M_{\text{возм}} = B \cos qt + D \sin qt = \\ = \sqrt{B^2 + D^2} \cos (qt - \alpha_1). \quad (218)$$

Сдвиг фазы результирующего возмущающего момента определяется по формуле

$$\alpha_1 = \text{arctg} \frac{D}{B}. \quad (219)$$

Угол $\alpha_1 < 0$, так как D имеет отрицательный знак, а B — положительный. Следовательно, результирующий возмущающий момент $\sqrt{B^2 + D^2} \cos (qt + |\alpha_1|)$ опережает возмущающий момент от упругих сил рессор $B \cos qt$. Это обстоятельство вполне согласуется с графиком (см. рис. 203) — максимальное значение результирующего возмущающего момента достигается раньше, чем максимальное значение возмущающего момента от упругих сил рессор.

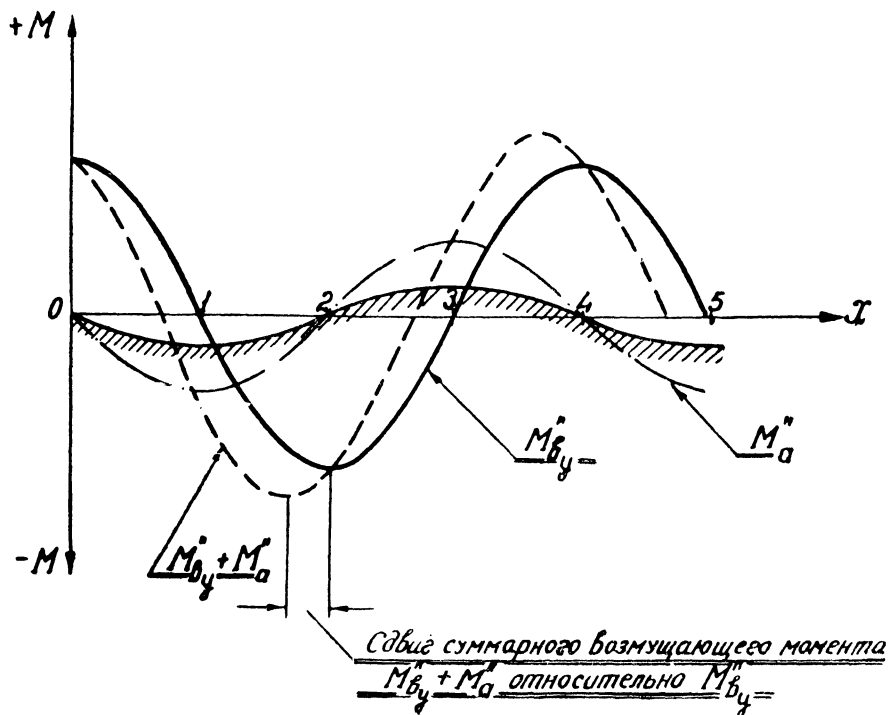


Рис. 203

Таким образом, еще до подхода танка к выпуклой части неровности на корпус будет действовать момент, стремящийся повернуть корпус на корму, что приведет к уменьшению опасности удара катков в ограничители хода. Чем сильнее амортизаторы, тем больше сдвиг фазы результирующего возмущающего момента.

Поскольку возмущающий момент от сил сопротивления амортизаторов увеличивается пропорционально частоте возмущающего момента, с увеличением скорости танка при одних и тех же амортизаторах угол сдвига фазы α_1 будет возрастать. Подсчеты показывают, что при скорости движения, превышающей в 2—3 раза резонансную скорость, сдвиг фазы α_1 для танков с достаточно эффективными амортизаторами составляет $(0,25 \div 0,35)\pi$.

При наличии амортизаторов сдвиг фазы вынужденных угловых продольных колебаний относительно результирующего возмущающего момента определится из формулы

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varepsilon) = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \varepsilon}{1 - \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \varepsilon},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} - \operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_{\varphi} \operatorname{tg} \alpha_1}.$$

Подставляя значения $\operatorname{tg} \alpha_{\varphi}$ и $\operatorname{tg} \alpha_1$ [см. формулы (215) и (219)], получим

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2pq}{k_{\varphi}^2 - q^2},$$

откуда

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{2pq}{k_{\varphi}^2 - q^2}. \quad (220)$$

Тангенс угла сдвига можно выразить через безразмерные величины

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\gamma^{\sigma}}{1 - \gamma^2}.$$

Угол сдвига ε будет равен

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{\gamma^{\sigma}}{1 - \gamma^2}.$$

На рис. 204 приведен график угла сдвига ε для различных значений σ в зависимости от γ .

Если $\gamma < 1$, т. е. танк движется на скоростях, меньших, чем та скорость, на которой будет резонанс, угол ε будет меньше $\frac{\pi}{2}$.

Перемещение корпуса отстает от возмущающего момента меньше чем на четверть периода.

При движении со скоростью $v = v_{рез}$, когда $\gamma = 1$, $\text{tg } \varepsilon = \infty$, а это значит, что $\varepsilon = \frac{\pi}{2}$, корпус занимает среднее положение, соответствующее статическому равновесию, когда возмущающий момент достиг своего максимального значения. Перемещение корпуса отстает от возмущающего момента на четверть периода.

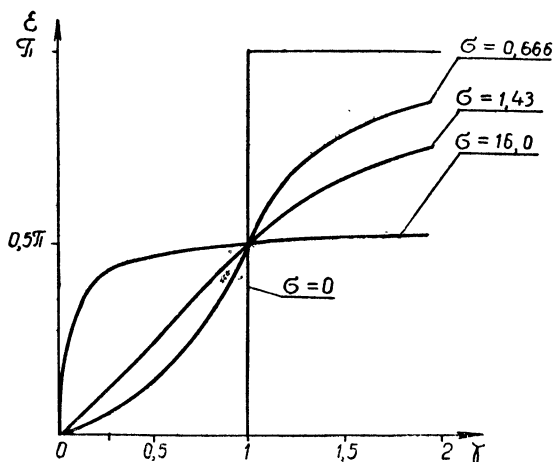


Рис. 204

Когда $\gamma > 1$, т.е. в случае движения со скоростью $v > v_{рез}$, ε будет отрицательным — отставание перемещения от возмущающего момента будет больше $\frac{\pi}{2}$, но меньше π , которое было при отсутствии амортизаторов.

Увеличение эффективности действия амортизаторов сказывается на увеличении отставания перемещения от момента в зоне до резонанса. В зоне после резонанса это отставание амортизаторов будет уменьшаться.

Если бы танк с вынужденными колебаниями корпуса двигался по ровной дороге, то сдвиги углового перемещения относительно результирующего возмущающего момента практически не имели бы никакого значения. Но при движении по неровностям такие сдвиги представляют интерес в отношении сочетания углового перемещения корпуса с вертикальным перемещением катков при наезде их на неровности. Если эти перемещения происходят навстречу друг другу, то возникает опасность жестких ударов катков в ограничители хода; если же угловое перемещение корпуса будет

в ту же сторону, что и вертикальное перемещение катков, опасность жестких ударов уменьшается. Наличие амортизаторов исправляет неблагоприятное сочетание таких перемещений или, наоборот, усугубляет.

На небольших скоростях движения танка амортизаторы вследствие незначительной скорости вертикального перемещения катков при наезде их на неровности мало эффективны и поэтому почти не влияют на угловое перемещение корпуса. При этом происходит благоприятное сочетание углового перемещения корпуса с вертикальным перемещением катков при наезде их на неровности. При наезде катков на выпуклую часть неровности носовая часть корпуса поднимается, вследствие чего уменьшается вероятность удара катков в ограничители хода, т. е. происходит то же явление, что и при работе подвески танка без амортизаторов.

На больших скоростях движения, когда частота возмущающего момента q увеличивается с $q = k_\varphi$ до $q = \sqrt{2} k_\varphi$, амортизаторы уменьшают не только амплитуды колебаний, но и в значительной степени уменьшают вероятность жестких ударов катков в ограничители хода. В этом случае будет более благоприятное сочетание углового перемещения корпуса с вертикальным перемещением катков при наезде последних на неровность, нежели при работе подвески танка без амортизаторов.

При наличии амортизаторов это благоприятное сочетание перемещения корпуса и катков обуславливается двумя причинами: во-первых, амортизаторы уменьшают отставание углового перемещения относительно результирующего возмущающего момента — угол сдвига $\varepsilon < \pi$ и, во-вторых, сам результирующий возмущающий момент опережает возмущающий момент от упругих сил рессор.

Если бы не было амортизаторов, то максимальный наклон на нос при $q > k_\varphi$ корпус танка имел бы в тот момент, когда центр тяжести корпуса находился над точкой 2 неровности (см. рис. 203), и одновременно с этим передние катки, накатываясь на выпуклую часть неровности, увеличивали бы деформацию рессор.

При наличии амортизаторов результирующий возмущающий момент $M_{\text{возм}}$ будет иметь максимальное значение, когда центр тяжести корпуса еще не дойдет до точки 2 неровности. Кроме того, в тот момент, когда $M_{\text{возм}}$ имеет максимальное значение, корпус будет иметь не максимальный наклон на нос, так как угловое перемещение относительно момента будет оставаться меньше чем на полпериода.

С увеличением скорости движения, когда частота q становится больше $\sqrt{2}k_\varphi$, амплитуда колебаний будет несколько больше, чем при отсутствии амортизаторов, и одновременно с этим будет увеличиваться отставание углового перемещения корпуса от результирующего возмущающего момента. Угол сдвига ε при амор-

тизаторах, обеспечивающих $\sigma = 0,666$ (см. рис. 204), с увеличением $\gamma = \frac{q}{k_{\varphi}}$ приближается к значению, равному π , т. е. отставание перемещения от возмущающего момента будет приближаться к отставанию, которое наблюдается при отсутствии амортизаторов. Однако в этом случае произойдет увеличение сдвига результирующего возмущающего момента относительно момента $M''_{в\gamma}$. Это в конечном счете является решающим фактором, уменьшающим вероятность удара катков в ограничители хода.

Следовательно, амортизаторы, помимо того что в наиболее трудных условиях движения, т. е. в условиях резонанса и в условиях, близких к нему, уменьшают амплитуду колебания и тем самым уменьшают вероятность ударов катков в ограничители хода, они еще сдвигают по фазе угловые колебания корпуса, уменьшая вероятность удара катков в ограничители хода.

Учитывая установленный характер углового перемещения корпуса танка в процессе его движения по неровности, для уменьшения амплитуды вынужденных колебаний целесообразно использовать как источник гашения колебаний двигатель, особенно при слабых амортизаторах.

Когда танк съезжает во впадину неровности, следует увеличивать подачу горючего в двигатель, чтобы, создавая в результате увеличивающейся силы тяги дополнительный кренящий момент на корму, уменьшить наклон корпуса на нос.

При положении танка на выпуклой части неровности в целях уменьшения наклона корпуса на корму нужно уменьшать подачу горючего.

3. Определение углового ускорения корпуса при вынужденных колебаниях

Рассмотрим другой важный параметр, характеризующий качество подвески, — вертикальные ускорения различных точек корпуса танка при вынужденных колебаниях танка с амортизаторами. Вертикальные ускорения различных точек корпуса пропорциональны угловому ускорению $\ddot{\varphi}_2$, т. е.

$$\ddot{z}_i = \ddot{\varphi}_2 l_i,$$

где l_i — расстояние данной i -ой точки от центра тяжести корпуса.

Угловое ускорение корпуса равно

$$\ddot{\varphi}_2 = -\varphi_{2\max} q^2 \cos(qt - \alpha_{\varphi}),$$

где $\varphi_{2\max}$ — амплитуда вынужденных угловых продольных колебаний;

$$\varphi_{2\max} = \sqrt{M^2 + N^2} = \beta \frac{B}{k_{\varphi}}.$$

Тогда

$$\ddot{\varphi}_2 = -\beta \frac{B}{k_\varphi^2} q^2 \cos(qt - \alpha_\varphi) = -\beta B \gamma^2 \cos(qt - \alpha_\varphi).$$

Максимальное значение ускорения будет равно

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = \beta B \gamma^2.$$

Полученная формула отличается от формулы для ускорения при отсутствии амортизаторов [см. формулу (201a)] только численным значением коэффициента β . Коэффициент B зависит от высоты неровности и жесткости подвески. Чем больше h и m_k , тем больше $\varphi_{2\max}$. Для сравнительной оценки эффективности действия амортизаторов можно рассматривать ускорение в безразмерном виде, т. е. в долях ускорения, которое будет испытывать танк при $q = \infty$ в случае отсутствия амортизаторов. Угловое ускорение при $q = \infty$ будет

$$\ddot{\varphi}_{2\max, q = \infty} = B.$$

Тогда

$$W = \frac{\ddot{\varphi}_{2\max}}{\ddot{\varphi}_{2\max, q = \infty}} = \beta \gamma^2.$$

И угловое ускорение корпуса танка равно

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = B W.$$

На рис. 205 приведен график резонансной кривой ускорений в безразмерном виде. Построены кривые W для $\sigma = 0,846; 0,688;$

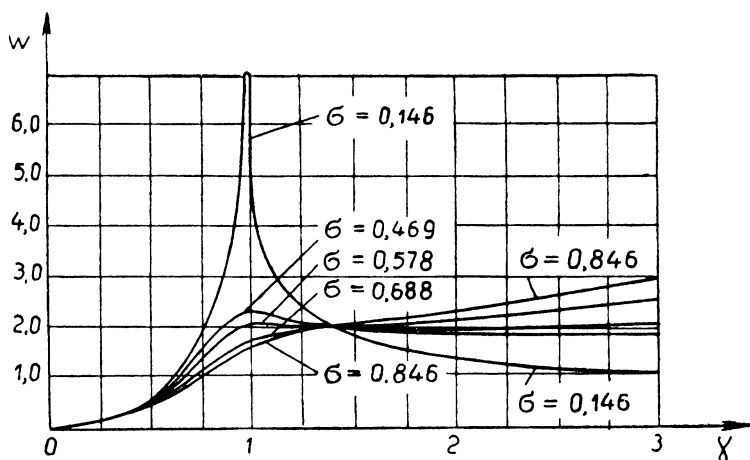


Рис. 205

0,578; 0,469; 0,146. Чем мощнее амортизаторы, т. е. чем больше ε , тем меньше ускорение для данного танка с данными m_k в зоне, близкой к резонансу. При $\frac{q}{k_\varphi} = \gamma = 1,41$ ускорение для всех случаев одинаково, т. е. не зависит от эффективности амортизаторов. При $\gamma > 1,41$ ускорение $\ddot{\varphi}_{2_{\max}}$ для танков с более мощными амортизаторами будет увеличиваться с увеличением γ .

Ускорение пропорционально коэффициенту B , значит с увеличением жесткости подвески, даже при одинаковых коэффициентах β , т. е. при одинаковых амплитудах, что можно обеспечить соответствующим повышением мощности амортизаторов, ускорение $\ddot{\varphi}_2$ увеличивается.

При оценке качества подвески того или иного танка следует учитывать амплитуду вынужденных колебаний корпуса и сдвиг его угловых перемещений относительно неровности, в итоге определяющих частоту жестких ударов катков в ограничители хода. Необходимо учитывать также и ускорение корпуса при колебаниях, влияющих на утомляемость экипажа и вызывающих снижение скорости движения танка и эффективность использования вооружения.

§ 3. ВЫНУЖДЕННЫЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ КОРПУСА ТАНКА

При движении танка по неровностям синусоидального профиля будут возникать не только угловые продольные колебания корпуса танка относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса, но и вертикальные колебания его центра тяжести. В связи с этим корпус будет совершать сложное движение, состоящее из суммы двух колебательных движений. При несимметричной подвеске возникнут два угловых продольных колебания относительно центров колебаний, расположенных по разные стороны центра тяжести корпуса.

В данном параграфе мы рассмотрим вынужденные вертикальные колебания центра тяжести корпуса танка с симметричной подвеской и амортизаторами.

1. Составление дифференциального уравнения вынужденных вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка

При выводе дифференциального уравнения вынужденных вертикальных колебаний центра тяжести корпуса необходимо несколько видоизменить расчетные схемы, приведенные на рис. 193 и 200. Поскольку при движении по неровностям существуют как угловые колебания корпуса, так и вертикальные колебания его центра тяжести, будем считать, что корпус наклонился на нос на угол φ , а его центр тяжести опустился вниз на координату z и имеет скорость \dot{z} , направленную вниз.

Дополнительные силы упругости рессор по отношению к статической силе упругости имеют знак, противоположный деформации, т. е.

$$P_i = -m_k \left(z + \varphi l_i - \frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a} \right).$$

Суммарная дополнительная сила упругости всех рессор будет равна

$$\begin{aligned} \sum_1^n 2P_i &= - \sum_1^n 2m_k \left(z + \varphi l_i - \frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a} \right) = \\ &= -z \sum_1^n 2m_k - \varphi \sum_1^n 2m_k l_i + \sum_1^n 2m_k \frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}. \end{aligned}$$

Для симметричной подвески $\varphi \sum_1^n 2m_k l_i = 0$, и тогда

$$\sum_1^n 2P_i = -z \sum_1^n 2m_k + \sum_1^n 2m_k \frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}.$$

Выражение $\sum_1^n \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}$ можно представить в следующем

виде:

$$\sum_1^n \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a} = \sum_1^n \left(\sin \frac{2\pi x}{a} \cos \frac{2\pi l_i}{a} + \cos \frac{2\pi x}{a} \sin \frac{2\pi l_i}{a} \right).$$

Значение $\sin \frac{2\pi l_i}{a}$ для носовых рессор будет положительным, а для кормовых симметрично расположенных рессор — отрицательным.

Следовательно,

$$\sum_1^n \cos \frac{2\pi x}{a} \sin \frac{2\pi l_i}{a} = 0,$$

тогда

$$\sum_1^n 2P_i = -z \sum_1^n 2m_k + \sum_1^n 2m_k \frac{h}{2} \cos \frac{2\pi l_i}{a} \sin qt, \quad (221)$$

где

$$qt = \frac{2\pi x}{a}.$$

Второй член правой части равенства (221) представляет возмущающую периодическую силу, возникающую в результате дополнительной деформации рессор при наезде на неровность.

Максимальное значение этой силы будет при таком положении корпуса танка, когда его центр тяжести окажется над точками I , Э и т. д. неровности, т. е. над ее впадиной или выпуклой частью (см. рис. 193).

Сопротивления амортизаторов, как и во всех предыдущих исследованиях, на прямом и обратном ходах катков примем одинаковыми.

Для удобства составления дифференциального уравнения угловых продольных колебаний корпуса момент сил сопротивления амортизаторов, как и сами силы, мы условно разделили на три составляющие.

Первая составляющая силы сопротивления, например, амортизаторов передних катков $2R'_{a_1}$ появляется в результате перемещения корпуса с угловой скоростью $\dot{\phi}$, а вторая $2R''_{a_1}$ — в результате вертикального перемещения катков с определенной скоростью, зависящей от движения катка вдоль неровности.

Когда центр тяжести корпуса, а вместе с ним и корпус, имеет вертикальную скорость \dot{z} , направленную вниз, соответственно пропорционально этой скорости во всех амортизаторах дополнительно к рассмотренным силам $2R'_{a_1}$ и $2R''_{a_1}$ возникнут силы сопротивления $2R'''_{a_1} = -2\mu\dot{z}$, направленные вверх в противоположную скорости \dot{z} сторону. Момент от последних составляющих сил сопротивления амортизаторов при симметричной подвеске, как было установлено ранее, равен нулю.

В действительности каждый амортизатор создает лишь одну силу воздействия на корпус, но для удобства составления дифференциального уравнения и в данном случае эту силу условно разбиваем на три составляющие.

Отметим, что поскольку коэффициент сопротивления амортизаторов на прямом и обратном ходах катка мы принимаем одинаковым, составляющие силы сопротивления амортизаторов $2R'_{a_1}$ и $2R'_{a_k}$ уравновесят друг друга, так как они равны и направлены в противоположные стороны.

Силы $2R'''_{a_1}$ и $2R'''_{a_k}$ в сумме будут равны

$$\sum_1^k 2R'''_{a_i} = -\dot{z} \sum_1^k 2\mu. \quad (222)$$

Сила сопротивления амортизаторов $\sum_1^k 2R_{a_i}'''$ гасит вертикальные колебания корпуса танка.

Силы $2R_{a_1}''$ и $2R_{a_k}''$ в сумме будут равны

$$\begin{aligned}
 2 \sum_1^k R_{a_i}'' &= \sum_1^k 2\mu \frac{h}{2} \frac{d \sin 2\pi \frac{x + l_i}{a}}{dt} = \\
 &= 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^k \left(\cos qt \cos \frac{2\pi l_i}{a} - \sin qt \sin \frac{2\pi l_i}{a} \right); \\
 2 \sum_1^k R_{a_i}'' &= 2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^k \cos \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt. \quad (223)
 \end{aligned}$$

Сила $2 \sum_1^k R_{a_i}''$ — возмущающая сила от амортизаторов, возникающая в результате вертикального перемещения катков с переменной скоростью при наезде их на неровность.

Дифференциальные уравнения вертикальных колебаний центра тяжести можно написать в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 -z \sum_1^n 2m_k + \sum_1^n 2m_k \frac{h}{2} \cos \frac{2\pi l_i}{a} \sin qt - \dot{z} \sum_1^k 2\mu + \\
 + \sum_1^k 2\mu \frac{h}{2} q \cos \frac{2\pi l_i}{a} \cos qt = m_n \ddot{z} \quad (224)
 \end{aligned}$$

или

$$\ddot{z} + 2p_z \dot{z} + k_z z = D_z \cos qt + B_z \sin qt, \quad (224a)$$

где

$$2p_z = \frac{1}{m_n} \sum_1^k 2\mu; \quad (225)$$

$$k_z^2 = \frac{\sum_1^n 2m_k}{m_{11}}; \quad (226)$$

$$D_z = \frac{\sum_1^k 2m_k \frac{h}{2} q \cos \frac{2\pi l_i}{a}}{m_{11}}; \quad (227)$$

$$B_z = \frac{\sum_1^n 2m_k \frac{h}{2} \cos \frac{2\pi l_i}{a}}{m_{11}}. \quad (228)$$

2. Решение дифференциального уравнения вынужденных вертикальных колебаний центра тяжести корпуса танка

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения будет равно сумме общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного, т. е.

$$z = z_1 + z_2. \quad (229)$$

Общее решение однородного уравнения (собственные колебания) будет

$$z_1 = C_1 e^{-p_z t} \cos kt + C_2 e^{-p_z t} \sin kt, \quad (230)$$

где

$$k = \sqrt{k_z^2 - p_z^2}. \quad (231)$$

Частное решение неоднородного уравнения (вынужденные колебания) найдем в форме

$$z_2 = M_z \cos qt + N_z \sin qt. \quad (232)$$

Воспользовавшись аналогичным решением дифференциального уравнения угловых продольных колебаний, можем написать

$$M_z = \frac{D_z(k_z^2 - q^2) - 2p_z q B_z}{(k_z^2 - q^2)^2 + 4p_z^2 q^2}; \quad (233)$$

$$N_z = \frac{2p_z q D_z + (k_z^2 - q^2) B_z}{(k_z^2 - q^2)^2 + 4p_z^2 q^2}. \quad (234)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются по начальным условиям: при $t = 0$ $z = z_0$ и $\dot{z} = \dot{z}_0$.

При длительном движении собственные колебания затухнут и останутся только вынужденные колебания, определяемые по формуле

$$z_2 = M_z \cos qt + N_z \sin qt,$$

или

$$z_2 = z_{2\max} \cos (qt - \alpha_z), \quad (235)$$

где $z_{2\max}$ — амплитуда вынужденных вертикальных колебаний;
 α_z — сдвиг фазы вынужденных вертикальных колебаний.

Амплитуда вынужденных вертикальных колебаний равна

$$z_{2\max} = \sqrt{M_z^2 + N_z^2} = \frac{\sqrt{D_z^2 + B_z^2}}{\sqrt{(k_z^2 - q^2)^2 + 4p_z^2 q^2}}. \quad (236)$$

Сдвиг фазы вынужденных вертикальных колебаний будет равен

$$\alpha_z = \arctg \frac{N_z}{M_z} = \arctg \frac{2p_z q D_z + (k_z^2 - q^2) B_z}{D_z (k_z^2 - q^2) - 2p_z q B_z}. \quad (237)$$

В условиях резонанса, когда $q = k_z$, амплитуда колебаний будет равна

$$z_{2\max} = \frac{\sqrt{D_z^2 + B_z^2}}{2p_z q}; \quad (236a)$$

$$\alpha_z = \arctg \left(-\frac{D_z}{B_z} \right). \quad (237a)$$

Поскольку $k_\varphi \neq k_z$, то при движении по неровности не могут возникнуть одновременно резонансы угловых и вертикальных колебаний.

Угол сдвига фазы вынужденных вертикальных колебаний равен

$$\alpha_z = \alpha_2 + \varepsilon_z, \quad (238)$$

где α_2 — сдвиг фазы результирующей возмущающей силы;

ε_z — сдвиг фазы вынужденных вертикальных колебаний относительно результирующей возмущающей силы.

Результирующая возмущающая сила равна

$$D_z \cos qt + B_z \sin qt = \sqrt{D_z^2 + B_z^2} \cos (qt - \alpha_2). \quad (239)$$

Сдвиг фазы результирующей возмущающей силы будет равен

$$\alpha_2 = \arctg \frac{B_z}{D_z}. \quad (240)$$

Поскольку $B_z > 0$ и $D_z > 0$, то $\alpha_2 > 0$ и, следовательно, результирующая возмущающая сила отстает от возмущающей силы от амортизаторов.

Зная α_2 и α_3 , можно определить ε_z

$$\varepsilon_z = \operatorname{arctg} \frac{2p_z q}{k_z^2 - q^2}. \quad (241)$$

При скорости движения танка $v < v_{\text{рез}}$ $\varepsilon_z < \frac{\pi}{2}$, при $v = v_{\text{рез}}$ $\varepsilon_z = \frac{\pi}{2}$ и при $v > v_{\text{рез}}$ $\varepsilon_z > \frac{\pi}{2}$.

Таким образом, характер закономерностей изменения сдвигов фаз для вынужденных вертикальных колебаний корпуса танка такой же, как и для угловых колебаний корпуса.

При резонансе угловых колебаний дополнительное сжатие рессор, происходящее в результате вертикальных колебаний, может быть незначительным, как и дополнительное сжатие рессор вследствие угловых колебаний, возникающих в условиях резонанса вертикальных колебаний. Для определения возможности удара катков в ограничители хода необходимо исследовать изменение суммарной деформации рессор, возникающей вследствие угловых продольных колебаний и вертикальных колебаний на всем диапазоне изменения частоты возмущающего момента и возмущающей силы.

При этом нужно иметь в виду не только амплитуды колебаний, но и сдвиг фаз как угловых, так и вертикальных колебаний по отношению к неровности.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ РЕССОР ПРИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЯХ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ ТАНКА ПО НЕРОВНОСТЯМ

Установленные закономерности протекания вынужденных колебаний корпуса позволяют определить величину деформаций рессор любого катка по мере передвижения танка по неровностям. При движении танка по неровностям рессоры передних и задних катков подвергаются наибольшей деформации в результате угловых колебаний корпуса танка. Одновременно с этим рессоры подвергаются еще дополнительной деформации, возникающей вследствие наличия вертикальных колебаний корпуса и вертикального перемещения катков при наезде последних на неровности.

Наиболее неблагоприятным моментом в отношении возможности удара катков в ограничители хода будет момент перемещения корпуса и катка навстречу друг другу. Такое сочетание деформации рессор передних катков вследствие углового перемещения

корпуса и вертикального перемещения катков может быть при неровностях длиной $2L$ и больше, т. е. при движении танка по наиболее часто встречающимся неровностям.

Вертикальное перемещение переднего катка при движении танка по неровности будет равно

$$f_{k_1h} = -\frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{x + l_1}{a},$$

или

$$f_{k_1h} = -\frac{h}{2} \sin \left(qt + \frac{2\pi l_1}{a} \right).$$

Деформация условных рессор расчетной схемы подвески танка для передних катков вследствие углового перемещения корпуса будет равна

$$f_{k_1\varphi} = \varphi_2 l_1.$$

Как известно, при установившемся колебательном движении корпуса угловое перемещение корпуса равно

$$\varphi_2 = M \cos qt + N \sin qt.$$

Тогда

$$f_{k_1\varphi} = M l_1 \cos qt + N l_1 \sin qt.$$

Деформация рессор в результате вертикальных колебаний корпуса будет

$$f_{k_1z} = M_z \cos qt + N_z \sin qt.$$

Суммарная деформация условных рессор передних катков будет равна:

$$f_{k_1} = f_{k_1h} + f_{k_1\varphi} + f_{k_1z} = -\frac{h}{2} \sin \left(qt + \frac{2\pi l_1}{a} \right) + M l_1 \cos qt + N l_1 \sin qt + M_z \cos qt + N_z \sin qt. \quad (242)$$

Пользуясь этой формулой, можно построить график деформации рессор передних катков в функции времени, т. е. $f_{k_1} = f(t)$.

Учитывая, что $qt = \frac{2\pi x}{a}$ и $x = \frac{aq}{2\pi} t$, можно также построить график $f_{k_1} = f(x)$, т. е. график деформации рессор передних катков в зависимости от перемещения танка по неровностям (его центра тяжести), или же график $f_{k_1} = f(x + l_1)$, т. е. график деформации рессор передних катков в зависимости от их положения на неровности.

Вероятность удара катков в ограничители хода определится по максимальному значению хода катка относительно корпуса при движении танка по неровностям. Это значение можно определить по графику $f_{\kappa} = f(t)$ или же аналитически, не прибегая к построению графика. Задача сводится к определению амплитуды суммарной деформации рессоры каждого катка.

Суммарная деформация рессоры первого катка может быть выражена следующей формулой:

$$f_{\kappa_1} = \left(-\frac{h}{2} \cos \frac{2\pi l_1}{a} + N_{l_1} + N_z \right) \sin qt + \left(-\frac{h}{2} \sin \frac{2\pi l_1}{a} + M_{l_1} + M_z \right) \cos qt = f_{\kappa_{1\max}} \cos (qt - \alpha), \quad (242a)$$

или

$$f_{\kappa_1} = A_{\kappa_1} \sin qt + B_{\kappa_1} \cos qt,$$

где

$$A_{\kappa_1} = -\frac{h}{2} \cos \frac{2\pi l_1}{a} + N_{l_1} + N_z;$$

$$B_{\kappa_1} = -\frac{h}{2} \sin \frac{2\pi l_1}{a} + M_{l_1} + M_z.$$

Так как

$$f_{\kappa_{1\max}} \cos (qt - \alpha) = f_{\kappa_{1\max}} \sin \alpha \sin qt + f_{\kappa_{1\max}} \cos \alpha \cos qt,$$

то

$$f_{\kappa_{1\max}} = \sqrt{A_{\kappa_1}^2 + B_{\kappa_1}^2}. \quad (243)$$

Время, когда $f_{\kappa_1} = f_{\kappa_{1\max}}$, с начала отсчета определится из уравнения

$$\frac{df_{\kappa_1}}{dt} = 0.$$

Откуда

$$\operatorname{tg} qt = + \frac{A_{\kappa_1}}{B_{\kappa_1}} \text{ и } t = \frac{1}{q} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{A_{\kappa_1}}{B_{\kappa_1}} \right).$$

Нас интересует также положение корпуса танка на неровности в тот момент, когда передняя рессора имеет максимальную деформацию. Координата центра тяжести корпуса будет равна

$$x = \frac{aq}{2\pi} t.$$

Координата первого катка будет равна

$$x_{\kappa_1} = x + l_1.$$

§ 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ В АМОРТИЗАТОРАХ

Как было установлено при исследовании вынужденных угловых продольных колебаний корпуса танка, амплитуда вынужденных колебаний в условиях резонанса значительно уменьшается уже при установке амортизаторов, обеспечивающих значение коэффициента $\sigma = 0,146$.

Увеличение сопротивления амортизаторов приводит к еще большему уменьшению амплитуды колебаний в зоне изменения частоты возмущающего момента от $q = 0$ до $q = \sqrt{2}k_\varphi$ и к некоторому увеличению амплитуды колебаний при частоте возмущающего момента $q > \sqrt{2}k_\varphi$. Кроме того, при частотах $q > \sqrt{2}k_\varphi$ с увеличением сопротивления амортизаторов наблюдается значительное возрастание ускорения колебательного движения.

Эффективность действия амортизаторов можно оценить коэффициентом динамичности β и коэффициентом, характеризующим интенсивность затухания собственных колебаний ϑ , а также величиной угла сдвига результирующего возмущающего момента.

При выборе амортизаторов по указанным показателям необходимо также учитывать расход энергии в амортизаторах. При слабых амортизаторах энергия, затрачиваемая на демпфирование колебаний, может достигать большой величины вследствие больших амплитуд колебаний; при мощных амортизаторах эта энергия также может достигать значительной величины вследствие больших сопротивлений, хотя амплитуды будут и небольшими.

Параметры амортизаторов будем определять исходя из анализа угловых продольных колебаний корпуса танка в условиях резонанса, т. е. в наиболее неблагоприятных условиях по сравнению со всеми другими. Для этого случая выразим все показатели эффективности действия амортизаторов в функции коэффициента σ .

Для упрощения решения задачи в общем виде примем в качестве расчетной схемы симметричную подвеску с амортизаторами, установленными на всех катках.

Коэффициент динамичности при резонансе угловых продольных колебаний для такой подвески, как известно, равен

$$\beta = \sqrt{1 + \left(\frac{1}{\sigma}\right)^2}.$$

Коэффициент интенсивности затухания равен

$$\vartheta = e^{\frac{\pi}{\sqrt{\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 - \frac{1}{4}}}}.$$

Выразим коэффициент демпфирования σ через ϑ , для чего прологарифмируем последнее равенство

$$\ln \vartheta = \frac{\pi}{\sqrt{\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 - \frac{1}{4}}}.$$

Откуда σ будет равно

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\pi}{\ln \vartheta}\right)^2 + 0,25}}.$$

Тогда коэффициент динамичности β можно выразить как функцию коэффициента ϑ

$$\beta = \sqrt{\left(\frac{\pi}{\ln \vartheta}\right)^2 + 1,25}. \quad (244)$$

На рис. 206 приведен график изменения коэффициента β в зависимости от значения коэффициента ϑ . Как видим из графика, коэффициент β резко уменьшается с увеличением коэффициента ϑ до значения последнего $\vartheta = 15$. При дальнейшем увеличении ϑ коэффициент усиления уменьшается незначительно. Это обстоятельство позволяет определить рациональное значение коэффициента ϑ . Целесообразно выбирать такие амортизаторы, которые обеспечивают значение коэффициента ϑ в пределах 12÷15.

Определим зависимость угла сдвига углового перемещения корпуса относительно неровности. В условиях резонанса колебаний угловое перемещение корпуса отстает от результирующего возмущающего момента на угол $\frac{\pi}{2}$, т. е. на четверть периода колебаний.

Поэтому задача сводится к определению сдвига результирующего возмущающего момента от действия амортизаторов и упругих сил рессор относительно возмущающего момента от упругих сил рессор.

Результирующий возмущающий момент, благодаря действию амортизаторов, опережает возмущающий момент от упругих сил рессор на угол α_1 .

Как уже известно,

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{D}{B}.$$

Для случая установки амортизаторов на все катки

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_1 &= \frac{D}{B} = \frac{2\mu \frac{h}{2} q \sum_1^n \frac{l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}}{1}}{2m_k \frac{h}{2} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}} = - \frac{2\mu q}{2m_k} = \\ &= - \frac{2pl_y}{\sum_1^n l_i^2} k_\varphi = - \frac{2p}{k_\varphi} = - \sigma; \\ \operatorname{tg} \alpha_1 &= - \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\pi}{\ln \vartheta}\right)^2 + \frac{1}{4}}}. \end{aligned} \quad (245)$$

На рис. 206 построен график угла сдвига α_1 в зависимости от ϑ . Как видим, α_1 быстро увеличивается с возрастанием коэффициента ϑ до его значения, равного 12÷15.

При дальнейшем увеличении значения коэффициента ϑ угол α_1 изменяется незначительно. Это обстоятельство также говорит о рациональном значении коэффициента ϑ при выборе амортизаторов в пределах 12÷15.

Определим энергию, затрачиваемую в амортизаторах в процессе движения танка по неровностям синусоидальной формы¹.

Работа амортизаторов за время прохождения одной неровности будет равна

$$A = \sum_{i=0}^k \int_0^T 2\mu \dot{f}_{k_i} df_{k_i}, \quad (246)$$

где $2\mu \dot{f}_{k_i}$ — сила сопротивления амортизаторов, установленных на i -ых катках;

df_{k_i} — дифференциал перемещения i -го катка относительно корпуса;

k — количество катков одного борта, на которых установлены амортизаторы.

¹ При написании данного параграфа использованы материалы теоретических исследований систем поддрессоривания, выполненных инженером Е. А. Знаменским.

Деформацию рессоры i -го катка [смотри формулу (242а)] можно записать в следующем виде:

$$f_{к_i} = A_{к_i} \sin qt + B_{к_i} \cos qt.$$

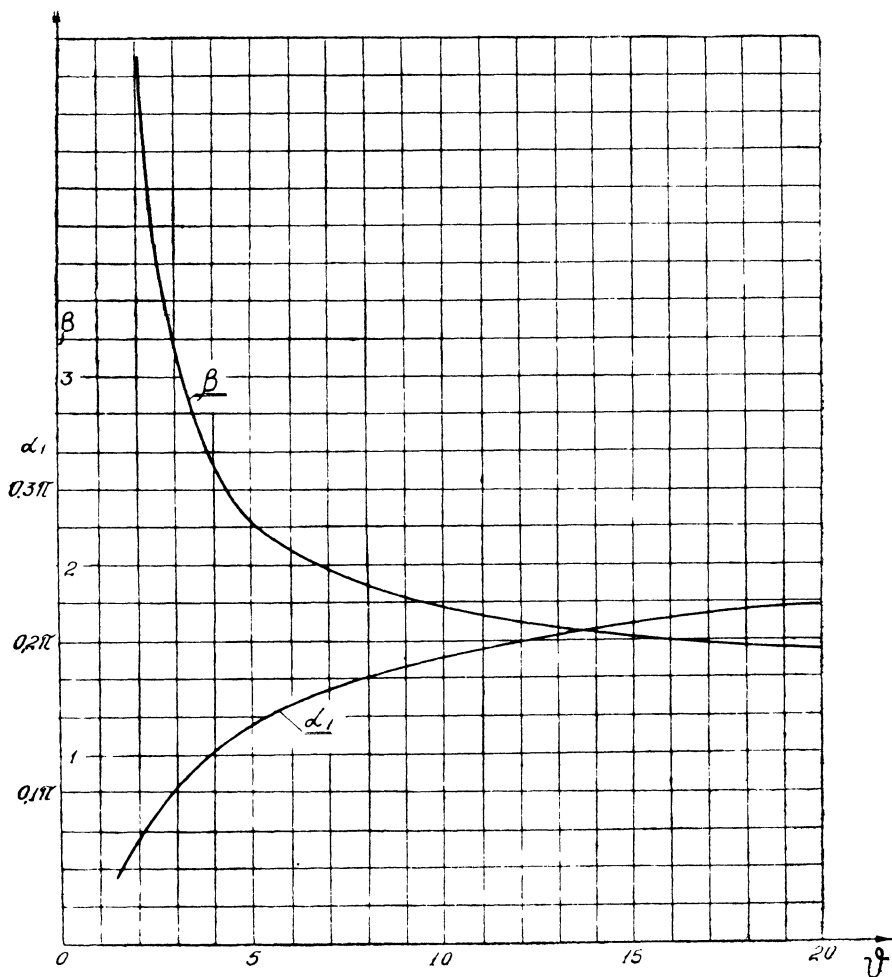


Рис. 206

Знак l_i определяет знак входящих в уравнения величин. Напомним, что l_i передних катков положительно, задних — отрицательно.

Дифференциал $df_{к_i}$ равен

$$df_{к_i} = A_{к_i} \cos qtd(qt) - B_{к_i} \sin qtd(qt). \quad (247)$$

Скорость перемещения i -го катка относительно корпуса будет равна

$$f_{\kappa_i} = A_{\kappa_i} q \cos qt - B_{\kappa_i} q \sin qt. \quad (248)$$

Работа всех амортизаторов за время прохождения танком одной неровности равна

$$A = \sum_{i=1}^k \int_0^{2\pi} 2\mu (A_{\kappa_i} q \cos qt - B_{\kappa_i} q \sin qt) [A_{\kappa_i} \cos qtd(qt) - B_{\kappa_i} \sin qtd(qt)].$$

Учитывая, что

$$\sum_{i=1}^k \int_0^{2\pi} 2\mu A_{\kappa_i}^2 q \cos^2 qt d(qt) = \sum_{i=1}^k 2\pi\mu q A_{\kappa_i}^2;$$

$$\sum_{i=1}^k \int_0^{2\pi} -2\mu A_{\kappa_i} q \cos qt B_{\kappa_i} \sin qtd(qt) = 0;$$

$$\sum_{i=1}^k \int_0^{2\pi} -2\mu B_{\kappa_i} q \sin qt A_{\kappa_i} \cos qtd(qt) = 0;$$

$$\sum_{i=1}^k \int_0^{2\pi} 2\mu B_{\kappa_i}^2 q \sin^2 qt d(qt) = \sum_{i=1}^k 2\pi\mu q B_{\kappa_i}^2,$$

получим

$$A = 2\pi\mu q \sum_{i=1}^k (A_{\kappa_i}^2 + B_{\kappa_i}^2), \quad (249)$$

или

$$A = 2\pi\mu q \sum_{i=1}^k f_{\kappa_i \max}^2. \quad (249a)$$

Выражая A_{κ_i} и B_{κ_i} через коэффициенты M , N , M_z и N_z для случая симметричной подвески, работу амортизаторов можно определить по следующей формуле:

$$A = 2\pi\mu q \left[k \left(\frac{h}{2} \right)^2 + (M^2 + N^2) \sum_{i=1}^k l_i^2 + k(M_z^2 + N_z^2) - h \left(M \sum_{i=1}^k l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} + N_z \sum_{i=1}^k \cos \frac{2\pi l_i}{a} \right) \right]. \quad (249б)$$

Коэффициенты M , N , M_z и N_z , которые определяют A_{κ_i} и B_{κ_i} , зависят как от конструктивных параметров машины, так и от

характера неровности и скорости движения танка [см. формулы (211), (212), (233) и (234)].

Мощность, затрачиваемая в амортизаторах, будет равна

$$N_a = \frac{A}{75T_{\varphi}},$$

где

$$T_{\varphi} = \frac{2\pi}{k_{\varphi}}.$$

На графике (рис. 207) приведены данные по мощности, затрачиваемой в амортизаторах, в зависимости от коэффициента сопротивления амортизатора μ в условиях резонанса угловых продольных колебаний корпуса среднего танка, имеющего следующие конструктивные данные:

$$G_{\Pi} = 32400 \text{ кг};$$

$$I_y = 20000 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

$$l_1 = l_5 = 2 \text{ м};$$

$$l_2 = l_4 = 1 \text{ м};$$

$$l_3 = 0;$$

$$m_{\kappa} = 33000 \text{ кг/м};$$

$$h = 0,10 \text{ м}; \quad h = 0,15 \text{ м};$$

$$a = 8 \text{ м}.$$

Амортизаторы установлены на крайних катках. Учитывая, что при частоте $q = k_{\varphi} < k_z$ сопротивление амортизаторов мало сказывается на величине амплитуды вынужденных вертикальных колебаний, при подсчете M_z и N_z было принято $p_z = 0$ [см. формулы (233) и (234)].

При малых значениях коэффициента μ мощность, затрачиваемая в амортизаторах, вследствие больших амплитуд колебаний достигает большой величины. С увеличением коэффициента μ в результате уменьшения амплитуды колебаний расход мощности в амортизаторах уменьшается, достигая наименьшего значения при $\mu = 10800 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}}$. При дальнейшем увеличении коэффициента μ расход

мощности в амортизаторах несколько увеличивается. Строго говоря, наличие минимума расхода мощности в амортизаторах при определении мощности с учетом $p_z \neq 0$ будет при установке амортизаторов больше, чем на два катка на борт. Коэффициент μ для данного танка можно выбирать в пределах от $\mu_{\min} = 6000 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}}$,

когда заметно снижается расход мощности в амортизаторах, до $\mu = 10800 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}}$. В этом случае расход мощности в амортизаторах при $h = 0,15 \text{ м}$ составит 65—55 л. с.

При значении коэффициента $\mu_{\min} = 6000 \text{ кг}\cdot\text{сек}/\text{м}$ значения коэффициентов σ и ϑ будут следующие:

$$\sigma = \frac{2p}{k_{\varphi}} = 0,835;$$

$$2p = \frac{k}{\sum I_i^2}$$

$$2p = \frac{1}{I_y} = 4,8$$

$$\vartheta = e^{pT} = e^{2,62} = 13,7.$$

Минимальная работа амортизаторов при другой большей жесткости подвески будет при тех же значениях коэффициентов σ и ϑ . Абсолютное же значение работы возрастет с увеличением жесткости. Это обстоятельство накладывает определенные ограничения на выбор высоких значений m_k .

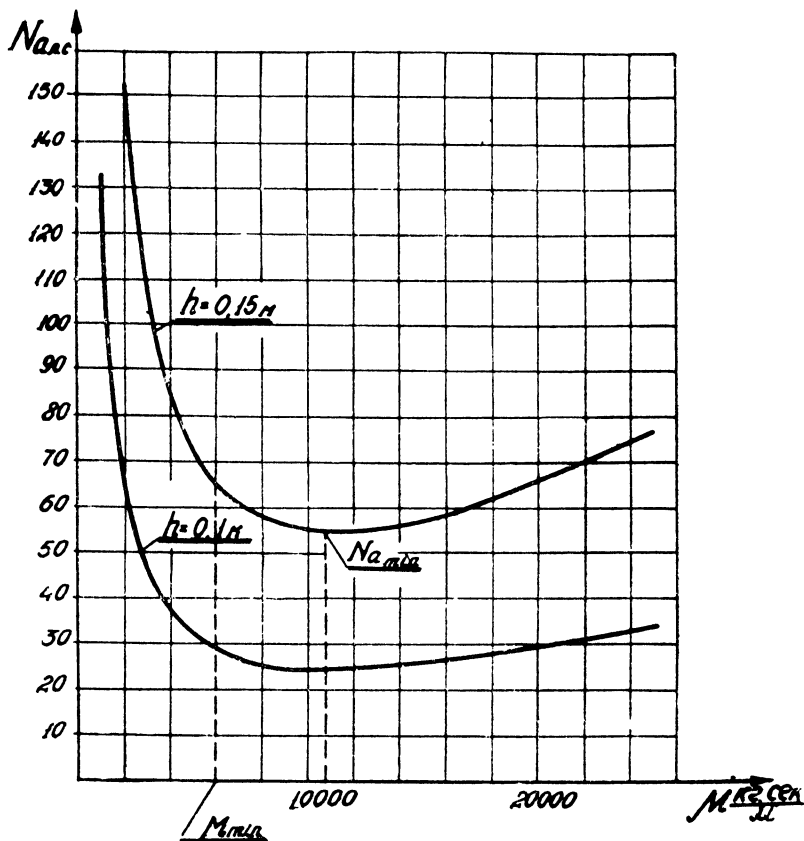


Рис. 207

Таким образом, вынужденные колебания корпуса танка с амортизаторами в подвеске зависят от конструктивных параметров машины и подвески, от характеристики амортизаторов, от характера неровностей и скорости движения.

Амортизаторы не только быстро гасят возникающие при переменных режимах движения машины собственные колебания, но и значительно уменьшают амплитуду вынужденных колебаний. Чем мощнее амортизаторы, тем меньше амплитуды колебаний в зоне от $v = 0$ до $v \approx \sqrt{2}v_{\text{рез}}$. При скоростях $v > \sqrt{2}v_{\text{рез}}$ амплитуда колебаний увеличивается с увеличением эффективности амортизаторов.

Амортизаторы исправляют неблагоприятное сочетание угловых перемещений корпуса и вертикальных перемещений катков при наезде на неровности на скоростях движения танка $v > v_{\text{рез}}$. Чем более мощные амортизаторы, тем больше сдвиг амплитуды колебаний по отношению к возмущающему моменту и меньше вероятность ударов катков в ограничители хода.

Повышение плавности хода танка в связи с установкой амортизаторов сопровождается потерей в них энергии. Расход энергии в амортизаторах уменьшается с увеличением их эффективности. Ограничением эффективности амортизаторов является величина ускорений, которые испытывает корпус танка при колебаниях.

При движении со скоростью $v < \sqrt{2}v_{\text{рез}}$ ускорение корпуса танка, имеющего в системе подрессоривания амортизаторы, будет меньше, чем не имеющего амортизаторы. При скоростях движения $v > \sqrt{2}v_{\text{рез}}$ ускорение увеличивается с увеличением мощности амортизаторов.

Более жесткая подвеска требует и более мощных амортизаторов и, следовательно, большего расхода энергии на демпфирование.

Амортизаторы мало эффективны при малых скоростях движения. В связи с этим на тихоходных гусеничных машинах еще имеются жесткие подвески без амортизаторов. Высокая жесткость увеличила дорезонансный диапазон скоростей движения танка при благоприятном сочетании угловых перемещений корпуса и вертикальных перемещений катков при наезде их на неровности и обеспечила достаточную энергоемкость при случайных ударах о неровности.

На быстроходных танках при большом диапазоне изменения скоростей движения неизбежны явления резонанса, и поэтому для уменьшения амплитуд колебаний и исключения возможных жестких ударов катков в ограничители хода необходимы мощные амортизаторы. Установка амортизаторов необходима и для обеспечения благоприятного сочетания углового перемещения корпуса и вертикальных перемещений катков при наезде их на неровности на больших скоростях движения, что также должно уменьшить опасность жестких ударов катков в ограничители хода. Для уменьше-

ния ускорений при угловых колебаниях корпуса на высоких скоростях движения подвеска должна быть мягкой. Мягкая подвеска практически позволяет решить задачу подбора амортизаторов необходимой мощности.

При определении возможности удара балансиров в ограничители хода, а также ускорений отдельных точек танка следует учитывать и вынужденные вертикальные колебания его корпуса.

Выведенные закономерности для вынужденных колебаний корпуса танка в полной мере справедливы для линейных систем поддрессоривания. Эти закономерности позволяют подойти к оценке подвески танка. Кроме того, выведенные закономерности позволяют дать ряд рекомендаций по приемам вождения танка, необходимых в целях уменьшения амплитуды вынужденных колебаний, что должно способствовать увеличению средней скорости движения. В случае существенно нелинейной системы поддрессоривания необходимо использовать методы, применяемые при решении нелинейных дифференциальных уравнений.

Пример 1. Определить амплитуды вынужденных угловых колебаний корпуса танка при наличии амортизаторов, а также определить возможность движения танка в данных условиях без ударов катков в ограничители хода в условиях резонанса угловых колебаний при установившемся режиме, когда затухнут собственные колебания. Вертикальные колебания корпуса танка не учитываются. Танк движется по неровностям синусоидальной формы со скоростью $v = 36 \text{ км/ч}$

Дано:

$$\begin{aligned} G_n &= 32,4 \text{ т}; \\ I_y &= 20000 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2; \\ l_1 &= l_5 = 2 \text{ м}; \\ l_2 &= l_4 = 1 \text{ м}; \\ l_3 &= 0; \\ m_k &= 30000 \text{ кг/м}; \\ p &= 1,285 \text{ 1/сек}. \end{aligned}$$

Коэффициент p учитывает не только сопротивление амортизаторов, но и все остальные силы трения в подвеске.

При отсутствии амортизаторов силы трения в подвеске учитывать коэффициентом $p = 0,4 \text{ 1/сек}$.

Высота неровности

$$h = 0,1 \text{ м}.$$

Динамический ход крайних катков

$$f_{\text{динк}} = 0,2 \text{ м}.$$

1) Определение амплитуды вынужденных колебаний корпуса танка

Будем считать, что амплитуды не ограничены определенными ходами катков.

Угловая амплитуда вынужденных колебаний корпуса танка в условиях резонанса будет равна

$$\varphi_{2\text{max}} = \frac{\sqrt{B^2 + D^2}}{2pq}.$$

Частота собственных колебаний

$$k_{\varphi} = \sqrt{c} = \sqrt{\frac{\sum_1^n 2m_k l_i^2}{I_y}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 30000 (2^2 + 1^2 + 1^2 + 2^2)}{20000}} = 5,47 \frac{1}{\text{сек}}.$$

Длина неровности a при движении танка со скоростью 36 км/ч для условия резонанса колебаний должна быть равна

$$a = \frac{2\pi v}{3,6k_{\varphi}} = \frac{2\pi \cdot 3,6}{3,6 \cdot 5,47} = 11,4 \text{ м.}$$

Коэффициент B равен

$$B = \frac{2m_k \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} = \frac{2 \cdot 30000 \cdot \frac{0,1}{2}}{20000} \left[2 \sin \frac{360^\circ \cdot 2}{11,4} + 1 \sin \frac{360^\circ \cdot 1}{11,4} + (-1) \sin \frac{360^\circ \cdot (-1)}{11,4} + (-2) \sin \frac{360^\circ \cdot (-2)}{11,4} \right] = 0,697 \frac{1}{\text{сек}^2}.$$

Коэффициент D равен

$$D = \frac{2\mu \frac{h}{2} q}{I_y} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a}.$$

Коэффициент сопротивления амортизаторов

$$\mu = \frac{\rho I_y}{k} = \frac{1,285 \cdot 20000}{\sum_1^n l_i^2} = 3210 \frac{\text{кг}}{\text{м сек}}.$$

Отсюда

$$D = \frac{2 \cdot 3210 \cdot 5,47 \cdot \frac{0,1}{2}}{20000} \left[-2 \sin \frac{360^\circ \cdot 2}{11,4} - (-2) \sin \frac{360^\circ \cdot (-2)}{11,4} \right] = -0,312 \frac{1}{\text{сек}^2}.$$

Подставляя значения найденных величин в формулу, определяющую амплитуду колебаний, получим

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{\sqrt{0,697^2 + 0,312^2}}{2 \cdot 1,285 \cdot 5,47} = 0,0545 \text{ радиана, или } 3,12^\circ.$$

При отсутствии амортизаторов

$$\mu = \frac{0,4 \cdot 20000}{2^2 + 2^2} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м/сек}};$$

$$D = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 5,47 \cdot \frac{0,1}{2}}{20000} \left[-2 \sin \frac{360^\circ \cdot 2}{11,4} - (-2) \sin \frac{360^\circ \cdot (-2)}{11,4} \right] = -0,0973 \frac{1}{\text{сек}^2}.$$

Тогда амплитуда колебаний будет равна

$$\varphi_{2\max} = \frac{\sqrt{0,697^2 + 0,0973^2}}{2 \cdot 0,4 \cdot 5,47} = 0,161 \text{ радиана, или } 9,23^\circ.$$

2) Определение возможности движения танка в данных условиях без ударов катков в ограничители

Определим, какие потребуются динамические хода катков для обеспечения угловых амплитуд $\varphi_{2\max}$, не учитывая вертикального перемещения катков при движении последних по неровностям:

а) при амортизаторах

$$f_{\text{лин}} = \varphi_{2\max} l_1 = 0,0545 \cdot 2 = 0,109 \text{ м} < f_{\text{линк}} = 0,2 \text{ м};$$

б) без амортизаторов

$$f_{\text{лин}} = \varphi_{2\max} l_1 = 0,161 \cdot 2 = 0,322 \text{ м} > f_{\text{линк}} = 0,2 \text{ м}.$$

Как видим, амортизаторы значительно уменьшают амплитуду вынужденных угловых продольных колебаний корпуса танка. Для движения танка без ударов катков в ограничители хода в случае, если амортизаторов нет, требуется динамический ход катков 0,322 м, тогда как подвеска обеспечивает всего 0,2 м. Поэтому движение танка по данной неровности со скоростью 36 км/ч без амортизаторов будет невозможно.

Кроме того, максимальный наклон корпуса на нос на угол $\varphi_{2\max} = 0,0545$ радиана при наличии амортизаторов произойдет еще до въезда танка на середину впадины. При дальнейшем движении танка вперед, когда катки начнут подниматься вверх, наезжая на более крутую выпуклую часть неровности, угол наклона корпуса на нос уже начнет уменьшаться. Тем самым вероятность удара катков в ограничители хода уменьшится.

При отсутствии амортизаторов силы трения в подвеске вызывают незначительный сдвиг угловых колебаний и танк больший, чем в предыдущем случае, угол наклона корпуса на нос будет иметь в момент нахождения во впадине неровности. Когда же катки начнут подниматься вверх по неровности, угол наклона корпуса уменьшится в меньшей степени, чем в предыдущем случае, и вероятность удара катков в ограничители хода еще больше увеличится.

Пример 2. Определить амплитуды вынужденных угловых колебаний корпуса танка с амортизаторами и без амортизаторов при установившемся режиме, когда затухнут собственные колебания при движении по той же неровности с антирезонансной скоростью $v \cong 36$ км/ч.

Определить максимальную скорость движения танка без амортизаторов по условию отсутствия ударов катков в ограничители хода без учета вертикального перемещения катков при наезде их на неровность.

1) Определение амплитуды вынужденных колебаний корпуса танка с амортизаторами.

Амплитуда вынужденных колебаний при $q \neq k_\varphi$ будет

$$\varphi_{2\max} = \sqrt{M^2 + N^2}.$$

Подставив значения M и N в формулу, определяющую $\varphi_{2\max}$, получим

$$\varphi_{2\max} = \sqrt{\frac{B^2 + D^2}{(k_\varphi^2 - q^2)^2 + 4p^2q^2}}.$$

Частота вынужденных колебаний $q = \frac{2\pi v}{a}$. Если v выражена в км/ч, то

$$q = \frac{2\pi v}{3,6a}.$$

Рассмотрим случаи движения со скоростями, приведенными в первой строке табл. 29. Для этих скоростей движения во второй строке табл. 29 приведены значения q .

Для всех случаев движения B имеет одно и то же значение, а именно:

$$B = \frac{2m_k \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^n l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} = 0,697 \frac{1}{\text{сек}^2}.$$

Значение коэффициента D будет меняться, так как с изменением поступательного движения меняются и скорости вертикального перемещения катков, а в связи с этим и возмущающие силы сопротивления амортизаторов

$$D = \frac{2\mu q \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^k l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} = D_{\text{рез}} \frac{q}{q_{\text{рез}}}.$$

Как видно из формулы, D будет меняться пропорционально изменению частоты возмущающего момента q . Чем больше скорость танка, тем выше скорость вертикального перемещения катков, а следовательно, и больше возмущающий момент от амортизаторов.

Значения коэффициента D для подсчитанных величин q приведены в третьей строке табл. 29.

Т а б л и ц а 29

v км/ч	0	18	30	36	42	50,6	60
q	0	2,73	4,6	5,47	6,43	7,7	9,2
D	0	0,156	0,262	0,312	0,356	0,44	0,524
$\varphi_{2\text{max}}$	0,0233	0,031	0,0505	0,0545	0,0417	0,0233	0,0146

Подставляя значения q , D , p и B в формулу, получим приведенные в последней строке табл. 29 амплитуды вынужденных угловых колебаний $\varphi_{2\text{max}}$ корпуса танка с амортизаторами.

На рис. 208 приведен график значений $\varphi_{2\text{max}} = f(v)$ при $p = 1,285$.

2) Определение амплитуды вынужденных колебаний корпуса танка без амортизаторов.

Поскольку при отсутствии амортизаторов силы трения в подвеске мы учитываем меньшим коэффициентом $p = 0,4$ 1/сек, в связи с этим уменьшится и коэффициент D

$$D = \frac{2\mu q \frac{h}{2}}{I_y} \sum_1^k l_i \sin \frac{2\pi l_i}{a} = D_{\text{с аморт.}} \frac{\mu_{\text{без аморт.}}}{\mu_{\text{с аморт.}}} = D_{\text{с аморт.}} \frac{1000}{3200}.$$

В табл. 30 приведены значения D и $\varphi_{2\text{max}}$ для танка без амортизаторов.

v км/ч	0	18	30	36	42	50,6	60
D	0	0,0486	0,0815	0,0972	0,114	0,137	0,163
$\varphi_{2\max}$	0,0233	0,0310	0,0731	0,161	0,069	0,0235	0,013

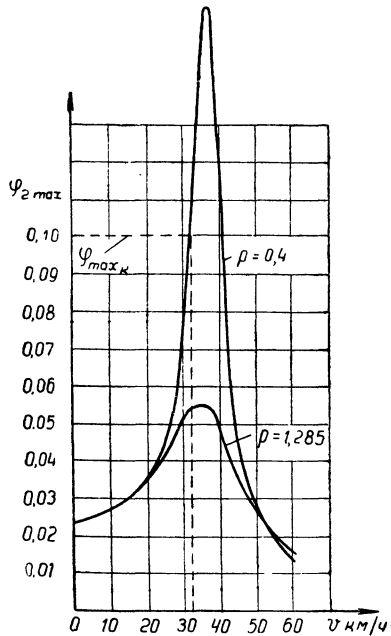


Рис. 208

Значения $\varphi_{2\max}$ в этом случае подсчитываются по той же формуле, что и в предыдущем.

При скоростях движения танка, близких к резонансной, знаменатель подкоренного выражения в формуле, определяющей $\varphi_{2\max}$, будет иметь малое значение, так как первый член его $(k_{\varphi}^2 - q^2)$ близок к нулю, а второй имеет незначительную величину при всех скоростях движения, поскольку ρ^2 очень малая величина.

Отсюда, несмотря на небольшое значение D^2 , стоящего в числителе, амплитуда колебаний сильно увеличивается по сравнению с амплитудой вынужденных колебаний корпуса танка с амортизаторами.

На рис. 208 значение $\varphi_{2\max} = f(v)$ для танка без амортизаторов выражено в виде кривой, обозначенной $\rho = 0,4$.

3) Определение максимальной скорости движения танка без амортизаторов по условию отсутствия ударов катков в ограничители хода.

Максимальный угол наклона корпуса, допустимый конструкцией подвески, равен

$$\varphi_{\max_k} = \frac{f_{\text{линк}}}{l_1} = \frac{0,2}{2} = 0,1.$$

Для танка без амортизаторов откладываем на оси ординат графика (см. рис. 208) значение $\varphi_{\max_k} = 0,1$ и ведем прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой $\varphi_{2\max} = f(v)$ при $p = 0,4$. На оси абсцисс определяем соответствующую скорость танка.

Максимальная скорость v , с которой возможно движение по данной неровности, равна 32 км/ч.

Отметим, что движение на данной неровности возможно на скоростях, превышающих резонансную. Но обычно в условиях эксплуатации к таким приемам вождения танка не прибегают из-за боязни повреждения ходовой части в момент прохождения режима резонанса, и поэтому скорость танка значительно снижают.

При наличии амортизаторов скорость танка в данном случае не ограничивается подвеской.

Глава 4

НЕЛИНЕЙНАЯ СИСТЕМА ПОДРЕССОРОВАНИЯ КОРПУСА ТАНКА

Исследуем вынужденные колебания корпуса танка, имеющего нелинейную систему подрессоривания. На рис. 209 приведена характеристика подвески, у которой статический ход катка меньше

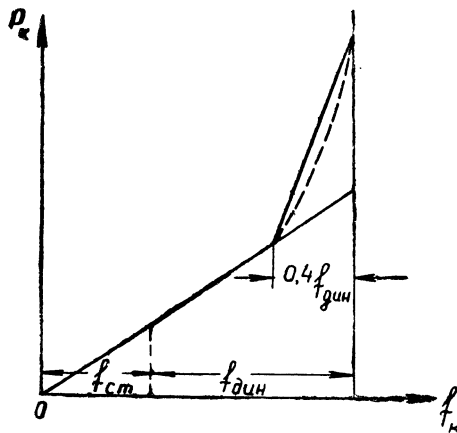


Рис. 209

динамического и, кроме того, установлен мощный упругий ограничитель хода катков, включающийся в работу при ходе катка $f_k = 0,6 f_{дин}$. При колебаниях, когда перемещение корпуса вверх от положения статического равновесия будет больше $f_{ст}$, каток оторвется от грунта и усилие со стороны рессоры на каток будет равно нулю, а при движении корпуса к катку усилие значительно возрастет при включении в работу ограничителя хода. Каток может оторваться от грунта и в результате действия амортизаторов даже

при сжатой рессоре. В результате при угловых колебаниях возникнет дополнительная вертикальная сила упругости рессор. Таким образом, подвеска при определенных перемещениях катка относительно корпуса становится несимметричной. Кроме того, сопротивление амортизаторов в большинстве случаев различно при прямом и обратном ходах катков и не следует точно закону прямой пропорциональности скорости вертикального перемещения катков относительно корпуса. Вследствие этого вертикальные и угловые колебания корпуса танка будут взаимосвязаны даже при симметричной подвеске.

В качестве критерия оценки качества подвески мы рассмотрели изменение амплитуды установившихся вынужденных колебаний и ускорения колебательного движения в зависимости от частоты возмущающего момента и возмущающей силы, действующих на корпус через подвеску при движении танка по неровностям синусоидального профиля.

При линейных характеристиках подвески и одинаковых сопротивлений амортизаторов при прямом и обратном ходах катков, пропорциональных скорости катка, угловые колебания корпуса и вертикальные колебания его центра тяжести не зависят друг от друга и суммарное перемещение корпуса определяется путем наложения перемещений этих двух видов колебаний.

Решение этой задачи при нелинейной характеристике подвески представляет значительные трудности. Существует много способов приближенного решения нелинейных дифференциальных уравнений. Мы рассмотрим один из наиболее простых методов численного интегрирования, позволяющий получить при выбранном достаточно малом шаге процесса практически точное решение. При численном интегрировании решение дифференциальных уравнений сводится к определению среднего значения ускорений за каждый шаг процесса, и движение за этот шаг процесса рассматривается или равноускоренным, или равнозамедленным в зависимости от знака скоростей и ускорений. Метод численного интегрирования дифференциальных уравнений очень громоздкий, но имеет весьма существенное качество — он позволяет проследить последовательно весь процесс колебаний корпуса танка.

Этот метод положен в основу решения дифференциальных уравнений при помощи электронно-вычислительных машин. Вначале применим метод численного интегрирования к решению линейных дифференциальных уравнений вынужденных угловых продольных и вертикальных колебаний корпуса танка, чтобы дать представление о точности метода при выбранном шаге процесса, поскольку можно сопоставлять результат решения с точным аналитическим решением этих уравнений.

Рассмотрим случай установившегося движения в условиях резонанса угловых колебаний. Время начнем отсчитывать с момента, когда центр тяжести корпуса, а вместе с ним и начало подвижной системы координат находится над точкой O неровности (рис. 210).

Собственные колебания корпуса, вызванные переходным процессом при входе на неровности, в результате длительного движения по этим неровностям до точки O уже затухнут.

Аналитическое решение дифференциальных уравнений вынужденных угловых и вертикальных колебаний, как известно, для этого случая будет

$$\varphi_2 = \frac{B}{2pq} \sin qt - \frac{D}{2pq} \cos qt = \varphi_{2\max} \cos (qt - \alpha_\varphi),$$

где

$$\varphi_{2\max} = \frac{\sqrt{B^2 + D^2}}{2pq};$$

$$\alpha_\varphi = \operatorname{arctg} \left(-\frac{B}{D} \right);$$

$$z_2 = M_z \cos qt + N_z \sin qt = z_{2\max} \cos (qt - \alpha_z),$$

где

$$z_{2\max} = \sqrt{M_z^2 + N_z^2} = \frac{\sqrt{D_z^2 + B_z^2}}{\sqrt{(k_z^2 - q^2)^2 + 4p_z^2 q^2}};$$

$$\alpha_z = \operatorname{arctg} \frac{2p_z q D_z + (k_z^2 - q^2) B_z}{D_z (k_z^2 - q^2) - 2p_z q B_z}.$$

Начальные условия определим по точному решению

$$\varphi_{2_0} = -\frac{D}{2pq};$$

$$\dot{\varphi}_{2_0} = \frac{B}{2p};$$

$$z_{2_0} = M_z = \frac{D_z (k_z^2 - q^2) - 2p_z q B_z}{(k_z^2 - q^2)^2 + 4p_z^2 q^2};$$

$$\dot{z}_{2_0} = N_z q = \frac{2p_z q D_z + (k_z^2 - q^2) B_z}{(k_z^2 - q^2)^2 + 4p_z^2 q^2} q.$$

Шаг процесса Δt , в течение которого будем принимать движение или равноускоренным, или равнозамедленным, примем равным

$\frac{1}{16}$ периода возмущающего момента, т. е.

$$\Delta t = \frac{T}{16}.$$

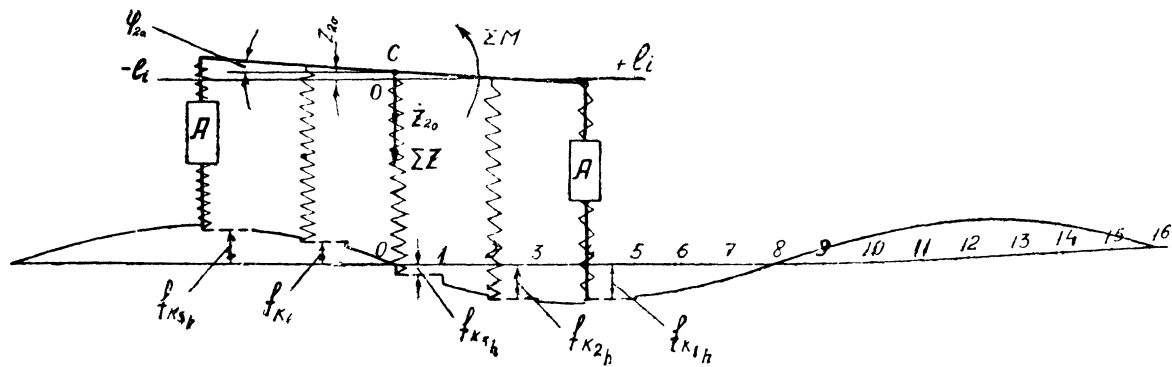


Рис. 210

Для определения положений, которые займет корпус через время, равное Δt , т. е. для определения соответствующих координат φ_2 и z_2 и скоростей $\dot{\varphi}_2$ и \dot{z}_2 , необходимо найти среднее значение ускорений $\ddot{\varphi}_{2cp}$ и \ddot{z}_{2cp} , которые мы примем постоянными за время Δt .

Определим ускорение \ddot{z}_{2_0} , которое будет в начале первого шага интегрирования,

$$\ddot{z}_{2_0} = \frac{\sum Z_1}{m_{II}},$$

где $\sum Z_1$ — приближенное значение суммы всех внешних сил, действующих на корпус в начале первого шага.

Значение $\sum Z_1$ мы определим, зная начальные условия, т. е. φ_{2_0} , $\dot{\varphi}_{2_0}$, z_{2_0} и \dot{z}_{2_0} , а также среднюю величину дополнительной деформации каждой рессоры за время Δt при наезде катков на неровность и среднюю скорость вертикального перемещения каждого катка при движении по неровности

$$\sum Z_1 = G_{II} + \sum_1^n 2P_{i_1} + \sum_1^k 2R_{a_{i_1}},$$

где G_{II} — подрессоренный вес танка;

$\sum_1^n 2P_{i_1}$ — сила упругости рессор;

$\sum_1^k 2R_{a_{i_1}}$ — сила сопротивления амортизаторов.

Сила упругости i -ых рессор правого и левого бортов будет равна

$$2P_{i_1} = -2m_{\kappa_i} (f_{ст_i} + z_{2_0} + \varphi_{2_0} l_i + f_{\kappa_{ih}}),$$

где $f_{ст_i}$ — статическая деформация i -ой рессоры;

z_{2_0} — деформация i -ой рессоры, вызванная вертикальным перемещением корпуса танка;

$\varphi_{2_0} l_i$ — деформация i -ой рессоры, вызванная угловым перемещением корпуса;

$f_{\kappa_{ih}}$ — деформация i -ой рессоры, вызванная вертикальным перемещением катка при наезде на неровность.

Деформация $f_{\kappa_{i_h}}$ равна

$$f_{\kappa_{i_h}} = -\frac{h}{2} \sin \left(qt + \frac{2\pi l_i}{a} \right) = \text{var.}$$

Примем эту деформацию в пределах данного шага постоянной и равной среднему значению, т. е.

$$f_{\kappa_{i_h}} = -\frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{\frac{a}{32} + l_i}{a} = \text{const.}$$

На рис. 210 соответствующие участки поверхности дороги под каждым катком изображены горизонтальными пунктирными линиями.

Сила сопротивления i -ых амортизаторов правого и левого бортов будет

$$2R_{a_i} = -2\mu(\dot{\varphi}_{2_0} l_i + \dot{z}_{2_0}) + 2\mu v_{\kappa_i} = -2\mu(\dot{\varphi}_{2_0} l_i + \dot{z}_{2_0} - v_{\kappa_i}),$$

где $\dot{\varphi}_{2_0} l_i + \dot{z}_{2_0}$ — скорость перемещения корпуса относительно катка;

v_{κ_i} — скорость вертикального перемещения i -го катка при наезде на неровность.

Скорость вертикального перемещения катка будет равна

$$v_{\kappa_i} = -\frac{h}{2} q \cos \left(qt + \frac{2\pi l_i}{a} \right) = \text{var.}$$

Примем эту скорость в пределах данного шага постоянной и равной среднему значению, т. е.

$$v_{\kappa_i} = -\frac{h}{2} q \cos 2\pi \frac{\frac{a}{32} + l_i}{a} = \text{const.}$$

Сопротивление амортизаторов будет

$$2R_{a_i} = -2\mu \left(\dot{\varphi}_{2_0} l_i + \dot{z}_{2_0} + \frac{h}{2} q \cos 2\pi \frac{\frac{a}{32} + l_i}{a} \right).$$

Значение $\ddot{\varphi}_{2_0}$ будет равно

$$\ddot{\varphi}_{2_0} = \frac{\sum M_1}{I_y},$$

где $\sum M_1$ — приближенное значение суммы моментов всех внешних сил, действующих на корпус в начале первого шага,

$$\sum M_1 = \sum_1^n 2P_{i_1} l_i + \sum_1^k 2R_{a_1} l_i.$$

Зная $\ddot{\varphi}_{2_0}$ и \ddot{z}_{2_0} , можно определить первое приближенное значение скоростей $\dot{\varphi}_{2_1}$ и \dot{z}_{2_1} и координат φ_{2_1} и z_{2_1} , которые будут по истечении времени Δt .

Скорости будут равны

$$\dot{\varphi}_{2_1} = \dot{\varphi}_{2_0} + \ddot{\varphi}_{2_0} \Delta t;$$

$$\dot{z}_{2_1} = \dot{z}_{2_0} + \ddot{z}_{2_0} \Delta t.$$

Координаты будут равны

$$\varphi_{2_1} = \varphi_{2_0} + \frac{\dot{\varphi}_{2_0} + \dot{\varphi}_{2_1}}{2} \Delta t = \varphi_{2_0} + \dot{\varphi}_{2_0} \Delta t + \ddot{\varphi}_{2_0} \frac{\Delta t^2}{2};$$

$$z_{2_1} = z_{2_0} + \frac{\dot{z}_{2_0} + \dot{z}_{2_1}}{2} \Delta t = z_{2_0} + \dot{z}_{2_0} \Delta t + \ddot{z}_{2_0} \frac{\Delta t^2}{2}.$$

Определим по найденным значениям $\dot{\varphi}_{2_1}$, \dot{z}_{2_1} , φ_{2_1} и z_{2_1} сумму моментов всех внешних сил $\sum M_{II}$ и сумму сил $\sum Z_{II}$, действующих на корпус в конце первого шага.

Сила упругости i -ых рессор будет равна

$$2P_{i_{II}} = -2m_{\kappa_i} (f_{ст_i} + z_{2_1} + \varphi_{2_1} l_i + f_{\kappa_{ih}}).$$

По сравнению с предыдущим значением $2P_i$ изменяются значения z_2 и φ_2 .

Сила сопротивления i -ых амортизаторов будет равна

$$2R_{a_{II}} = -2\mu (\dot{\varphi}_{2_1} l_i + \dot{z}_{2_1}) + 2\mu v_{\kappa_i},$$

где v_{κ_i} — та же, что и в предыдущем случае.

Соответствующие значения \ddot{z}_2 и $\ddot{\varphi}_2$ в конце первого шага будут

$$\ddot{z}_{2_1} = \frac{\sum Z_{II}}{m_{II}};$$

$$\ddot{\varphi}_{2_1} = \frac{\sum M_{11}}{I_y}.$$

Зная ускорения в начале первого шага и в конце его, можно определить более точные значения скоростей и координат в конце первого шага

$$\dot{\varphi}_{2_{II}} = \dot{\varphi}_{2_0} + \ddot{\varphi}_{2_{cp}} \Delta t, \text{ где } \ddot{\varphi}_{2_{cp}} = \frac{\ddot{\varphi}_{2_0} + \ddot{\varphi}_{2_1}}{2};$$

$$\dot{z}_{2_{II}} = \dot{z}_{2_0} + \ddot{z}_{2_{cp}} \Delta t, \text{ где } \ddot{z}_{2_{cp}} = \frac{\ddot{z}_{2_0} + \ddot{z}_{2_1}}{2};$$

$$\varphi_{2_{II}} = \varphi_{2_0} + \frac{\dot{\varphi}_{2_0} + \dot{\varphi}_{2_{II}}}{2} \Delta t = \varphi_{2_0} + \dot{\varphi}_{2_0} \Delta t + \ddot{\varphi}_{2_{cp}} \frac{\Delta t^2}{2};$$

$$z_{2_{II}} = z_{2_0} + \frac{\dot{z}_{2_0} + \dot{z}_{2_{II}}}{2} \Delta t = z_{2_0} + \dot{z}_{2_0} \Delta t + \ddot{z}_{2_{cp}} \frac{\Delta t^2}{2}.$$

Эти значения скоростей и координат будут начальными условиями для второго шага при перемещении центра тяжести из положения над точкой 1 в положение над точкой 2 (см. рис. 210).

Значения скоростей и координат в конце второго шага определяются в той же последовательности. При этом надо учитывать, что средние значения $f_{\kappa_{ih}}$ и v_{κ_i} будут уже другими.

Деформация i -ой рессоры будет равна

$$f_{\kappa_{ih}} = -\frac{h}{2} \sin 2\pi \frac{\frac{3a}{32} + l_i}{a},$$

а вертикальная скорость i -го катка

$$v_{\kappa_i} = -\frac{h}{2} q \cos 2\pi \frac{\frac{3a}{32} + l_i}{a}.$$

При последующих шагах процесса значения углов соответственно будут равны

$$2\pi \frac{\frac{5a}{32} + l_i}{a}; \quad 2\pi \frac{\frac{7a}{32} + l_i}{a} \text{ и т. д.}$$

Аналитические решения дифференциальных уравнений вынужденных колебаний корпуса танка, техническая характеристика которого дана в главе 3, на стр. 486, будут

$$\varphi_2 = 0,0745 \cos (qt - 57^\circ 31');$$

$$z_2 = 0,05122 \sin (qt - 27^\circ 13');$$

$$q = k_\varphi = 5,745 \text{ } ^1/\text{сек.}$$

Коэффициент μ принят равным 4950 кг/м/сек.

Неровность взята длиной 8 м и высотой $h = 0,16$ м.

При решении задачи высота неровности выбиралась такой, чтобы был использован весь динамический ход катка. Поскольку статический ход катка меньше динамического, данное решение в действительности будет соответствовать движению по неровности меньшей высоты, соответствующей использованию наименьшего хода катка, равного $f_{ст}$, при котором подвеска линейна, так как катки с грунтом имеют только одностороннюю связь. Решение уравнений при движении по неровностям, высота которых определялась по динамическому ходу, предполагает условную двухстороннюю связь катков с грунтом. При наличии такой условной двухсторонней связи катков с грунтом катки не отрываются от грунта и на корпус передаются направленные сверху вниз упругие силы условных рессор расчетной схемы подвески, работающих на растяжение. Такая условная двухсторонняя связь катков с грунтом исключает также зависание катков под действием сил сопротивления амортизаторов.

Начальные условия для установившегося колебательного движения корпуса будут:

$$t = 0;$$

$$\varphi_{2_0} = 0,0745 \cos (-57^\circ 31') = 0,0427;$$

$$\dot{\varphi}_{2_0} = -0,0745 \cdot 5,745 \cdot \sin (-57^\circ 31') = 0,361 \text{ } ^1/\text{сек};$$

$$z_{2_0} = 0,05122 \sin (-27^\circ 13') = -0,02344 \text{ м};$$

$$\dot{z}_{2_0} = 0,05122 \cdot 5,745 \cos (-27^\circ 13') = 0,2617 \text{ м/сек.}$$

В табл. 31 приведены данные подсчета численного интегрирования для первого шага. Подсчеты для каждого последующего шага производятся в таком же порядке.

Расчетная схема, приведенная на рис. 210, соответствует данным подсчета первого шага. Корпус занимает положение, соответствующее начальным условиям. На схеме нанесены средние значения результирующих внешних сил и моментов, действующих на корпус, т. е.

$$\sum Z = \frac{\sum Z_I + \sum Z_{II}}{2} \quad \text{и} \quad \sum M = \frac{\sum M_I + \sum M_{II}}{2}.$$

Направления $\sum Z$ и $\sum M$ определяют характер движения корпуса за время шага Δt , т. е. за время перемещения центра тяжести корпуса из положения над точкой O до положения над точкой I неровности.

Угловое перемещение корпуса по часовой стрелке будет равнозамедленным с ускорением $\ddot{\varphi}_{з.ср} = \frac{\ddot{\varphi}_{z_0} + \ddot{\varphi}_{z_1}}{2} = \frac{\sum M}{I_y}$, а вертикальное перемещение центра тяжести вниз будет равноускоренным с ускорением $\ddot{z}_{з.ср} = \frac{\ddot{z}_{z_0} + \ddot{z}_{z_1}}{2} = \frac{\sum Z}{m_n}$.

В табл. 32 приведены окончательные результаты подсчета изменения угла наклона корпуса и вертикального перемещения его центра тяжести при вынужденных угловых и вертикальных колебаниях корпуса танка с линейной характеристикой подвески. Здесь же для сравнения приведены данные по этим колебаниям, подсчитанные по формулам точного аналитического решения дифференциальных уравнений. Если учесть, что при численном интегрировании имеется некоторый сдвиг по фазе, то расхождения в результатах подсчета амплитуд весьма незначительны даже при таком большом значении шага процесса $\Delta t = \frac{T}{16}$, взятом при численном интегрировании.

Учитывая высокую точность решения дифференциальных уравнений методом численного интегрирования, можно применить его и для решения нелинейных дифференциальных уравнений. Аналитическое решение нелинейных дифференциальных уравнений может быть осуществлено также приближенно. В большинстве случаев это аналитическое решение потребует в конечном счете тоже большой вычислительной работы.

Рассмотренный метод численного интегрирования позволяет учитывать влияние отрыва катков от грунта при больших амплитудах колебаний, влияние отрыва катков в результате действия амортизаторов, а также позволяет учитывать влияние упругих ограничителей хода катков и различные сопротивления амортизаторов на прямом и обратном ходах катков.

На рис. 211 приведены данные по продольным угловым и вертикальным колебаниям корпуса танка с нелинейными характеристиками подвески, полученные при численном интегрировании, а также данные интегрирования нелинейных дифференциальных урав-

№ шага	z_{20}	\dot{z}_{20}	φ_{20}	$\dot{\varphi}_{20}$	№ катков	z_{20}	$\varphi_{20}l_i$	$f_{CT_i}+f_{K_iH}$	$\sum f_{K_i}$	$2P_{I_1}$	\dot{z}_{20}	$\dot{\varphi}_{20}l_i$	$-v_{K_i}$	$\sum v_{K_i}$	$2R_{a_{i1}}$	Z_1	$\sum Z_1$	\ddot{z}_{20}	\dot{z}_{21}	z_{21}	M_1	$\sum M_1$	$\ddot{\varphi}_{20}$	$\dot{\varphi}_{21}$	φ_{21}	
I	-0,02344	0,2617	0,0427	0,361																						
					I	-0,02344	0,0854	0,01954	0,0815	-5380	0,2617	0,722	0,08968	1,07338	+10625	-16005						-32010				
					II	-0,02344	0,0427	0,03148	0,05074	-3350						-3350						-3350				
					III	-0,02344	0	0,08239	0,05895	-3890						-3890	5097	1,542	0,366	-0,00194	0	-32284	-1,614	0,251	0,0636	
					IV	-0,02344	-0,0427	0,14245	0,07631	-5040						-5040						5040				
					V	-0,02344	-0,0854	0,17646	0,06762	-4460	0,2617	-0,722	-0,08968	-0,55	5445	985						-1964				
	z_{21}	\dot{z}_{21}	φ_{21}	$\dot{\varphi}_{21}$		z_{21}	$\varphi_{21}l_i$	$f_{CT_i}+f_{K_iH}$	$\sum f_{K_i}$	$2P_{I_{II}}$	\dot{z}_{21}	$\dot{\varphi}_{21}l_i$	$-v_{K_i}$	$\sum v_{K_i}$	$2R_{a_{iII}}$	Z_{II}	$\sum Z_{II}$	\ddot{z}_{21}	\dot{z}_{2II}	z_{2II}	M_{II}	$\sum M_{II}$	$\ddot{\varphi}_{21}$	$\dot{\varphi}_{2II}$	φ_{2II}	
	-0,00194	0,366	0,0636	0,251																						
					I	-0,00194	0,1272	0,01954	0,1448	-9550	0,366	0,502	0,08968	0,95768	-9490	-19040						-38080				
					II	-0,00194	0,0636	0,03148	0,09314	-6150						-6150						-6150				
					III	-0,00194	0	0,08239	0,08045	-5310						-5310	-4074	-1,231	0,2723	-0,00519	0	-37357	-1,8678	0,242	0,0633	
					IV	-0,00194	-0,0636	0,14245	0,07691	-5075						-5075						5075				
					V	-0,00194	-0,1272	0,17646	0,04732	-3124	0,366	-0,502	-0,08968	-0,22568	2225	-899						1798				

t	φ_2	$\varphi_2 = \varphi_{2\max} \cos(qt - \alpha_\varphi)$	z_2	$z_2 = z_{2\max} \sin(qt - \alpha_z)$
0	0,0427	0,0427	-0,02344	-0,02344
1	0,0633	0,0610	-0,00519	-0,00422
2	0,07459	0,0728	0,01358	0,01564
3	0,07497	0,07335	0,03061	0,0332
4	0,06458	0,0628	0,04306	0,0455
5	0,04496	0,0427	0,04974	0,051
6	0,019	0,01613	0,0497	0,04875
7	-0,00938	-0,01293	0,04249	0,039
8	-0,03618	-0,041	0,02929	0,0234
9	-0,05738	-0,061	0,012	0,00422
10	-0,07038	-0,0727	-0,0071	-0,0158
11	-0,07302	-0,0734	-0,0258	-0,0331
12	-0,06469	-0,0629	-0,04114	-0,0455
13	-0,04645	-0,0427	-0,05172	-0,051
14	-0,0212	-0,0161	-0,05439	-0,0488
15	0,0093	0,0129	-0,04712	-0,039
16	0,0351	0,0427	-0,0317	-0,02344

нений на электронно-вычислительной машине «Урал 1». Шаг интегрирования на машине был взят в два раза меньше, чем при численном интегрировании. Данные численного интегрирования практически совпали с данными подсчета на электронно-вычислительной машине «Урал». Здесь же для сравнения приведены данные, полученные при аналитическом решении линейных уравнений этих колебаний. Начальные условия для танка с нелинейной характеристикой подвески взяты такими же, как и для танка с линейной характеристикой подвески. Естественно, что для танка с нелинейной характеристикой подвески эти начальные условия не соответствуют установившемуся процессу колебаний и поэтому имеет место переходный процесс колебаний. Этот переходный процесс равен примерно одному периоду колебаний.

Рассматривая установившийся процесс колебаний, мы видим, что в результате отрыва катков от грунта, а также вследствие возрастания силы упругости рессор при включении в работу упругих

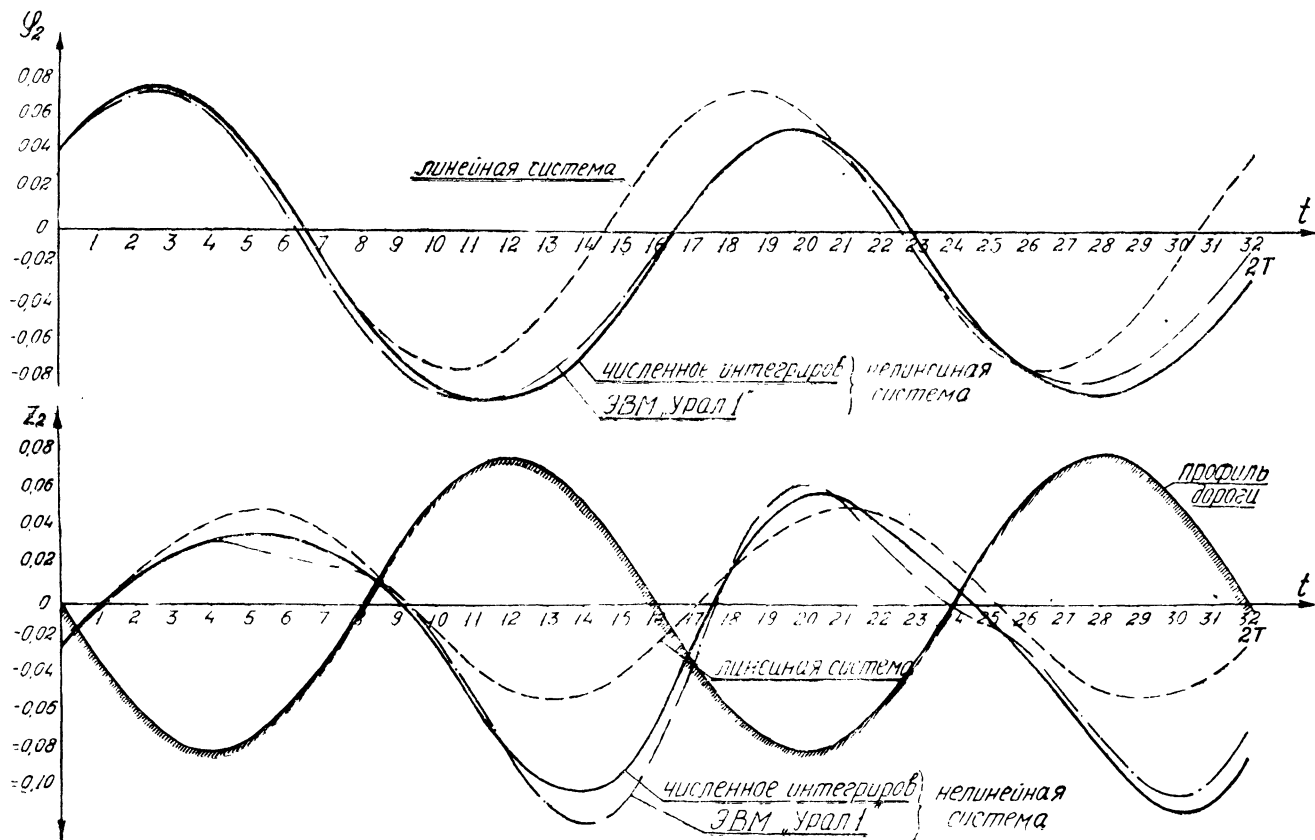


Рис. 211

ограничителей хода катков наблюдается несимметричность вертикального перемещения центра тяжести корпуса вверх и вниз относительно положения статического равновесия, а также различные угловые перемещения корпуса на корму и на нос.

Центр тяжести корпуса меньше опускается вниз вследствие действия упругих ограничителей хода (точки 20 и 22) и значительно больше поднимается вверх вследствие отрыва катков от грунта (точки 29 и 30). Амплитуда вертикальных колебаний при перемещении центра тяжести вниз при установившемся процессе будет на 20—25% меньше, а амплитуда при перемещении центра тяжести вверх — на 100% больше, чем в случае условной линейной подвески. Наклон на нос меньше, чем наклон на корму, причем максимальный наклон на нос машины меньше, чем при условной линейной подвеске (точки 18 и 20). Общий размах угловых колебаний корпуса практически остается без изменения.

Сочетание вертикальных и угловых колебаний создает неблагоприятные условия для работы подвески, когда корпус «клюет» на нос. В этом случае центр тяжести корпуса опускается вниз, и суммарная деформация рессор передних катков будет наибольшей.

Во время переходного процесса, когда амплитуда вертикальных колебаний при перемещении центра тяжести вниз не достигает своего максимума, не достигает своего максимума и суммарная деформация рессор. Максимальная деформация передних рессор будет наблюдаться при движении танка по второй неровности, когда центр тяжести находится над точками 20—22 неровности (см. рис. 211). Танк при наезде на выпуклую часть первой неровности «подбрасывает» вверх, при этом часть катков отрывается от грунта, а при подходе к выпуклой части второй неровности центр тяжести корпуса опускается вниз и одновременно поворачивается по часовой стрелке. Практика подтверждает данные расчеты. Именно так перемещается корпус при движении по неровностям.

В данном частном примере суммарная деформация рессор при наиболее неблагоприятных условиях, а именно в условиях наибольших амплитуд вынужденных угловых продольных колебаний, незначительно отличается от деформации, подсчитанной по уравнениям колебаний корпуса танка с условными линейными характеристиками подвески и с условной удерживающей связью катков с грунтом при резонансе угловых продольных колебаний. Это обстоятельство позволяет использовать аналитические методы решения линейных дифференциальных уравнений колебаний корпуса танка для оценки в первом приближении качества подвески и выбора жесткости основного упругого элемента и характеристик амортизатора.

Глава 5

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТАНКА

Опыт эксплуатации показывает, что скорость движения танка в большинстве случаев ограничивается не его тяговыми возможностями, а качеством подвески. Движение по неровностям сопровождается ударами балансиров в ограничители хода катков или тряской, когда танк движется по мелким, но частым неровностям, и чтобы избежать этого, водитель вынужден снижать скорость движения.

Величина ударов балансиров в ограничители хода при движении танка по длинным неровностям и ускорения корпуса при движении по мелким неровностям зависят от качества подвески. Чем слабее удары и меньше тряска, тем более совершенна подвеска танка. Создание подвески, обеспечивающей высокую плавность хода танка в любых дорожных условиях, является практически неразрешимой задачей. Поэтому при проектировании машин и выборе основных параметров подвески, удовлетворяющих условиям движения по неровностям, высоту неровности принимают ограниченной. На основании большого количества опытных данных установлено, что часто встречающиеся неровности на грунтовых дорогах имеют высоту, изменяющуюся в пределах от 0,1 до 0,2 м. Что касается длины неровностей, то тут возможны любые сочетания.

Длина неровности в значительной степени определяется тем, какой вид транспорта двигался до этого по данной дороге и с какими скоростями. Чем выше скорость движения, тем длиннее будут неровности, образовавшиеся на дороге или на местности после прохождения по ней колонн машин. Наиболее часто встречающиеся неровности на грунтовых дорогах при современных скоростях движения имеют длину 5—7 м. При появлении более быстроходных машин длины неровностей при прохождении колонн машин будут увеличиваться. Одновременно с этим надо иметь в виду, что при движении, например, по сухой или мерзлой пахоте, по которой до

этого не проходили какие-либо машины, будут часто встречаться мелкие неровности, вызывающие тряску машины.

Для повышения скоростей движения вне дорог подвеска современного танка должна:

— обеспечивать возможно меньшие амплитуды, скорости и ускорения колебаний корпуса танка;

— обеспечивать движение танка по неровностям с наиболее часто встречающимися длиной и высотой без удара балансиров в ограничители хода;

— обеспечивать период собственных угловых продольных колебаний больше 1 сек; при периоде колебаний современных танков в пределах от 1 до 1,8 сек обеспечивается надежная работа механизмов, управляющих огнем, и наименьшая утомляемость экипажа;

— гарантировать достаточную устойчивость корпуса при воздействии на танк внешних моментов, создаваемых продольными силами;

— быть достаточно энергоемкой; удельная потенциальная энергия подвески без учета энергии, поглощаемой амортизаторами, должна быть не менее $\lambda = 400$ мм.

Плавность хода танка в значительной степени зависит от правильного выбора приведенной жесткости и соответствующей эффективности амортизаторов. Выбор приведенной жесткости и выбор эффективности амортизаторов взаимно обусловлены.

Рекомендуемый период собственных колебаний в таком широком диапазоне от $T_{\varphi} = 1$ сек до $T_{\varphi} = 1,8$ сек не дает возможности с достаточной для практики точностью выбрать приведенную жесткость рессор подвески. При изменении периода колебаний в 1,8 раза жесткость будет изменяться пропорционально квадрату изменения периода, т. е. будет изменяться в 3,24 раза.

Обеспечение удельной потенциальной энергии подвески не менее 400 мм будет зависеть не только от величины приведенной жесткости рессор, но и от ходов катков, что в свою очередь определяется конструкцией упругих элементов и общей компоновкой ходовой части танка. Кроме того, недостаточная энергоемкость упругих элементов подвески может быть компенсирована установкой мощных амортизаторов.

Таким образом, соображения о желаемых значениях T_{φ} и λ не позволяют определить непосредственно и с достаточной точностью величину приведенной жесткости основного упругого элемента подвески.

Амплитуды вынужденных колебаний при любой жесткости рессор подвески можно ограничить путем подбора соответствующих амортизаторов. Ускорения колебательного движения в пределах ходов катков без ударов балансиров в ограничители хода пропорциональны приведенной жесткости рессор подвески и сопротивлению амортизаторов, что следует учитывать при выборе m_k и μ наряду с другими параметрами плавности хода.

Поэтому приведенную жесткость целесообразно выбирать по условию обеспечения продольной устойчивости корпуса при приложении к нему моментов от продольных сил, а сопротивление амортизаторов при обратном ходе катка — условию зависания катка. Оптимальное значение приведенной жесткости рессор и сопротивления амортизаторов при прямом ходе катка определяется по условиям обеспечения движения танка по типичным неровностям без ударов катков в ограничители хода при допустимой величине затраты энергии в амортизаторах и допустимых ускорениях корпуса. При этом необходимо учитывать также конструктивные параметры подвески, а именно хода катков, которые в большинстве случаев ограничиваются прочностью упругого элемента и габаритами ходовой части.

1. Определение минимального значения приведенного модуля подвески по условию обеспечения устойчивости корпуса танка

При движении танка по неровностям возникают не только вертикальные силы, действующие через подвеску на корпус, но и продольные силы, которые так же, как и вертикальные силы, возбуждают колебания корпуса. Как показывает опыт, эти продольные силы не достигают больших величин и поэтому не создают значительных угловых перемещений корпуса. В гораздо большей степени действуют на корпус танка продольные силы, возникающие при торможении и разгоне. Если подвеска мягкая, то угловые перемещения корпуса под воздействием этих сил, особенно при торможении, могут быть очень большими, что будет затруднять управление танком.

В качестве параметра, характеризующего продольную устойчивость корпуса, примем угол дифферента при воздействии на корпус момента, создаваемого продольными силами.

При торможении или при разгоне на танк будут действовать моменты $M \approx P'_t h_c$ или $M \approx P' h_c$, где P'_t — суммарная сила, действующая на гусеницы при торможении; h_c — высота центра тяжести танка; P' — суммарная сила, действующая на гусеницы при разгоне танка.

При мгновенном (динамическом) приложении к танку этих моментов угол дифферента корпуса будет равен

$$\varphi_{\text{диф}} = \frac{2M}{2m_{\kappa} \sum_1^n l_i^2}. \quad (250)$$

Для существующих танков при $P'_t = P' = 0,3 G$ угол дифферента колеблется в пределах от $1,25$ до 4° . Танки с жесткой подвеской и длинной базой (ИС-2 и др.) при данных условиях имеют

$\varphi_{\text{диф}} = 1,25^\circ$. Для современных среднескоростных машин $\varphi_{\text{диф}} = 2,5^\circ$. Угол дифферента, равный 4° , был у быстроходного легкого танка БТ, имевшего очень мягкую подвеску. Учитывая, что танк БТ, обладавший достаточной плавностью хода, не имел развитых упругих ограничителей хода катков и амортизаторов, которые должны практически уменьшать $\varphi_{\text{диф}}$, при проектировании новых машин можно $\varphi_{\text{диф}}$ для данных значений P'_T допускать в пределах $2,5 \div 3^\circ$.

Зная допустимый угол дифферента при воздействии на корпус танка момента от продольных сил, можно определить $m_{\text{кmin}}$

$$m_{\text{кmin}} = \frac{2M}{\varphi_{\text{дифmax}} \sum_1^n 2l_i^2} \quad (251)$$

При подсчетах приведенного модуля по условию обеспечения продольной устойчивости корпуса, например, для среднего танка $m_{\text{кmin}} = 24000 \div 30000 \text{ кг/м}$.

2. Определение коэффициента сопротивления амортизаторов[—] при обратном ходе катка

Сопротивление амортизаторов при обратном ходе катка лимитируется зависанием катка. Если ставить амортизаторы с очень большим сопротивлением на обратном ходе катка, то зависание катка может произойти и при сильно сжатой рессоре и рессора не успеет разжаться к моменту встречи катка с дорогой при перемещении корпуса вместе с катком вниз.

Сопротивление амортизаторов на обратном ходе можно принять таким, чтобы в конце полупериода собственных угловых колебаний корпуса при перемещении его из максимального наклона, например на нос, передняя рессора была полностью разжата. В этом случае при угловом перемещении корпуса за время второго полупериода из максимального наклона на корму кинетическая энергия корпуса будет переходить в потенциальную энергию рессоры и расходоваться на трение в амортизаторе. При этом энергоемкость рессоры и амортизатора будет использована полностью.

Сопротивление амортизаторов на обратном ходе можно увеличивать, но тогда при встрече катка с дорогой не полностью будет использована рессора для поглощения кинетической энергии корпуса, так как она в момент удара катка о дорогу будет еще сжата, и не полностью будет использована энергоемкость амортизатора при прямом ходе катка.

Определим значение коэффициента сопротивления амортизатора на обратном ходе катка, исходя из принятых ограничений по зависанию катка. Примем при этом, что сопротивление амортизатора

ра пропорционально квадрату скорости вертикального перемещения катка относительно корпуса танка.

Момент зависания определится при данном значении коэффициента сопротивления амортизатора из уравнения

$$P_k = R_a,$$

где

$$P_k = m_k f_{ст} + m_k f_{лин} \cos k_\varphi t; \quad (252)$$

$$R_a = \mu_1 (f_{лин} k_\varphi \sin k_\varphi t)^2. \quad (253)$$

Совместное решение этих уравнений определяет t_1 — время с начала движения корпуса до момента зависания катка. Эти уравнения для данного значения μ_1 можно решить графоаналитическим способом, построив графики функций $P_k = f(t)$ и $R_a = f(t)$. Точка пересечения этих кривых определяет время t_1 .

В момент времени t_1 рессора остается сжатой и величина ее сжатия определяется по следующему уравнению:

$$z_{k_{t=t_1}} = f_{ст} + f_{лин} \cos k_\varphi t_1. \quad (254)$$

После отрыва катка от грунта движение его относительно корпуса будет определяться следующим дифференциальным уравнением:

$$m_k z_k = \mu_1 \dot{z}_k^2. \quad (255)$$

Интегрируя это уравнение, можно определить время движения катка относительно корпуса при изменении величины сжатия рессоры от $z_{k_{t=t_1}}$ до $z_k = 0$. Это время будет равно

$$t_2 = 2 \sqrt{\frac{\mu_1}{m_k}} \sqrt{z_{k_{t=t_1}}}. \quad (256)$$

Суммарное время $t_1 + t_2$ по принятому условию должно быть равно $\frac{T_\varphi}{2}$.

Период собственных колебаний T_φ для данной машины нам известен, так как известны все величины, определяющие его: l_y , m_k и l_i .

Поскольку при данном μ_1 сумма $t_1 + t_2$ может оказаться не равной $\frac{T_\varphi}{2}$, то необходимо определить значения суммы $t_1 + t_2$ для различных значений μ_1 и построить график $t_1 + t_2 = f(\mu_1)$. По этому графику легко определить требуемое значение μ_1 , при котором $t_1 + t_2 = \frac{T_\varphi}{2}$.

3. Определение оптимального значения приведенной жесткости и коэффициента сопротивления амортизаторов на прямом ходе катка

Оптимальные значения m_k и μ_2 определяем по условию обеспечения безударного движения танка по типичным неровностям с допустимыми ускорениями корпуса и при допустимой затрате энергии в амортизаторах. Более существенное значение в отношении поглощения энергии колебательных движений может иметь сопротивление при прямом ходе катка. Энергия, поглощаемая при прямом ходе, не может быть ограничена нарушением связи катка с дорогой, как это происходит при обратном ходе катка, поэтому при необходимости обеспечения достаточной эффективности действий амортизаторов можно увеличивать сопротивление их на прямом ходе.

Увеличение энергоемкости амортизаторов при прямом ходе катка приведет к улучшению качества подвески в отношении обеспечения безударного движения по неровностям, но одновременно с этим и к дополнительной затрате мощности двигателя, а также к увеличению ускорений колебательного движения корпуса танка.

Решение поставленной задачи с учетом всех конструктивных особенностей машины, характера неровностей, скорости движения и отрыва катков от дороги требует просчета различных вариантов.

Ориентировочные расчеты можно выполнить, рассматривая подвеску как линейную систему.

Расчеты с учетом нелинейности подвески и отрыва катков от грунта позволяют более точно определить оптимальные значения m_k и μ .

Поскольку качество подвески определяется высотой неровностей, преодолеваемых на различных скоростях движения без ударов катков в ограничители хода при допустимой затрате энергии в амортизаторах и при допустимой величине вертикальных ускорений различных точек корпуса, то определение значений этих величин и должно быть предметом соответствующих расчетов и должно учитываться при составлении программы для ЭВМ.

В качестве примера приведем данные расчета по выбору m_k и μ для среднего танка с торсионной подвеской и с амортизаторами, сопротивление которых пропорционально квадрату скорости вертикального перемещения катков¹.

Ниже приведены основные конструктивные данные по машине с различными вариантами подвесок (табл. 33).

Вес танка $G = 36 \text{ т}$.

Вес поддрессоренной части танка $G_n = 32,4 \text{ т}$.

Момент инерции корпуса относительно поперечной оси $y I_y = 13000 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

¹ Программирование и решение данной задачи на ЭВМ выполнены инженером В. С. Кожевниковым

$$l_1 = l_5 = 2 \text{ м}; \quad l_2 = l_4 = 1 \text{ м}; \quad l_3 = 0.$$

Для каждого m_k коэффициент сопротивления амортизаторов μ_2 принимался равным 0; μ_1 ; $1,5\mu_1$ и $2\mu_1$.

Динамический ход катков при различной жесткости подвесок ограничивался максимальным значением касательного напряжения в тorsiонах, принятым в расчетах. Следует иметь в виду, что при увеличении допускаемого касательного напряжения в тorsiонах динамические хода катков будут соответственно увеличены и качество подвески улучшится. Сопротивление амортизаторов на обратном ходе катка определялось по зависанию катка.

Расчеты проводились для скорости движения танка, изменяющейся от 10 до 55 км/ч, при длинах неровностей, изменяющихся от 4 до 9 м. Такой широкий диапазон изменения скорости движения и длины неровности предусматривает все возможные случаи движения танка по неровностям.

Таблица 33

Варианты подвесок	m_k	$f_{ст}$	$f_{длин}$	μ_1	μ_2								
1 } 2 } 3 } 4 }	15000	0,22	0,108	2000	0 2000 3000 4000								
5 } 6 } 7 } 8 }					22000	0,148	0,148	2900	0 2900 4350 5800				
9 } 10 } 11 } 12 }									30000	0,107	0,165	3600	0 3600 5400 7200
13 } 14 } 15 } 16 }													40000

Расчеты показали, что для всех вариантов подвесок и длин неровностей высота неровностей, преодолеваемых танком без ударов катков в ограничители хода, получалась наименьшей при скорости, соответствующей $v_{рез}$, определяемой по частоте собственных угловых продольных колебаний при допущении, что подвеска является линейной.

Расчеты показали также, что при отсутствии сопротивления амортизаторов на прямом ходе катка (варианты 1, 5, 9 и 13) высота неровностей, преодолеваемых танком без ударов катков в ограничители хода, не превышает $0,04 \div 0,05$ м.

Оптимальными вариантами подвески оказались варианты 7 и 8 ($m_k = 22000 \text{ кг/м}$; $\mu_2 = 1,5\mu_1$ и $\mu_2 = 2,0\mu_1$).

При данной подвеске танк может двигаться без ударов катков в ограничителя хода по неровностям с высотой $h \geq 0,15 \text{ м}$ при допустимых вертикальных ускорениях различных точек корпуса и при допустимой потере энергии в амортизаторах.

Для удобства сравнительной оценки величины потерь энергии в амортизаторах с другими видами потерь энергии при движении танка потери энергии в амортизаторах за время прохождения одной неровности приравнивали работе, затрачиваемой за то же время на преодоление условного сопротивления поступательному движению танка, т. е.

$$A_a = f_a G a,$$

где f_a — приведенный коэффициент сопротивления всех амортизаторов;

a — длина неровности.

Потеря энергии в амортизаторах подвески вариантов 7 и 8 была такова, что приведенный коэффициент сопротивления амортизаторов $f_a = 0,015 \div 0,02$.

Варианты подвесок 1—4 не удовлетворяют требованиям. Танк вследствие малого динамического хода катков может двигаться лишь по неровностям, высота которых не превышает $0,05 \text{ м}$.

Вариант подвески 6 из-за малой эффективности амортизаторов обеспечивает безударное движение танка по неровностям, высота которых не превышает $0,1 \text{ м}$.

Варианты с большей приведенной жесткостью ($m_k = 30000 \text{ кг/м}$ и $m_k = 40000 \text{ кг/м}$) обеспечивают движение по неровностям с высотой $h \geq 0,2 \text{ м}$, но при этом наблюдается большая потеря энергии в амортизаторах и ускорения корпуса достигают большой величины ($f_a \geq 0,025$; $\ddot{z}_{\max} \geq 3g$ и $\ddot{\varphi}_{\max} l_1 \geq 3g$).

Задача выбора оптимальных значений m_k и μ с учетом нелинейности подвески может быть также решена и аналитическими методами, применяемыми при решении нелинейных дифференциальных уравнений.

УСТОЙЧИВОСТЬ ТАНКА И ПРЕОДОЛЕНИЕ ИМ ПРЕПЯТСТВИЙ

Глава I

УСТОЙЧИВОСТЬ ТАНКА

Устойчивостью танка называется способность его сохранять начальное положение или возвращаться к нему, как только внешние силы, которые вывели его из начального положения, прекратят свое действие.

Танк не изменит заданного начального положения, если опрокидывающий момент уравновешивается стабилизирующим моментом, создаваемым парой сил: нормальной реакцией грунта N и нормальной составляющей веса танка Q . Танк вернется в начальное положение, если работа стабилизирующего момента будет больше работы опрокидывающего момента, имеющего в начальный момент времени большее значение, чем стабилизирующий момент.

При данных значениях сил N и Q момент этой пары в отношении продольной устойчивости танка определяется длиной плеча пары — продольным смещением центра давления x (рис. 212), а в отношении поперечной устойчивости — поперечным смещением центра давления y .

Максимальное значение плеча пары сил N и Q при определении продольной устойчивости в случае действия опрокидывающего момента против часовой стрелки равно расстоянию от точки O до точки A , а в случае действия опрокидывающего момента по часовой стрелке — расстоянию от точки O до точки B .

Максимальное значение плеча пары сил N и Q при определении поперечной устойчивости равно расстоянию от точки O до точки D или C .

Продольное и поперечное смещения центра давления можно определить из уравнений равновесия танка.

Рассмотрим несколько примеров определения смещений центра давлений.

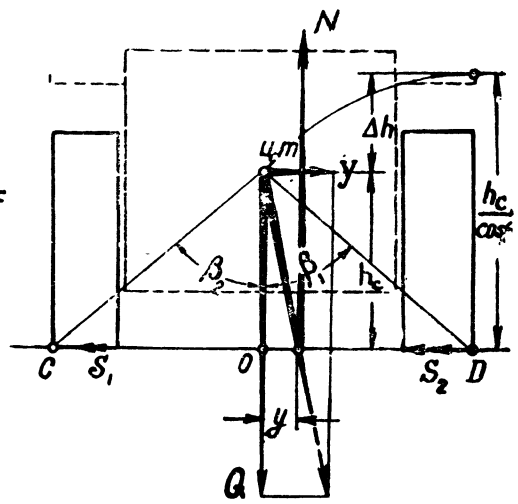
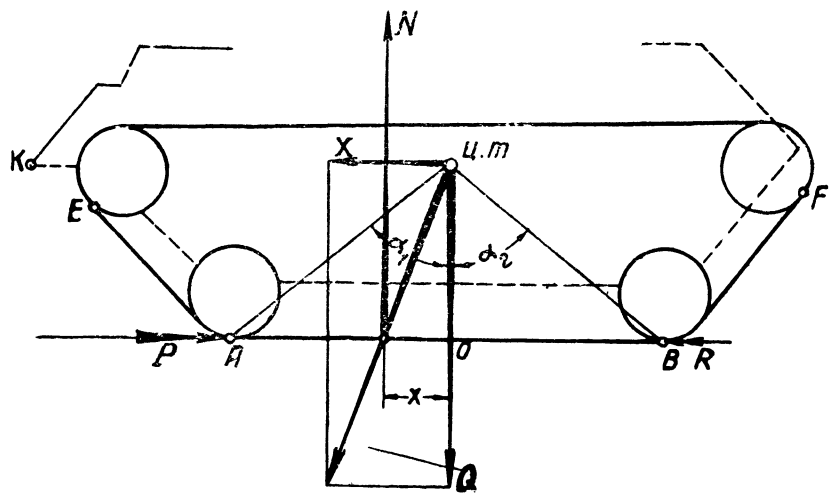


Рис. 212

При разгоне танка в случае движения на подъем продольное смещение центра давления будет равно

$$x = \frac{Xh_c + \sum M_j}{G \cos \alpha} = \frac{(G \sin \alpha + m\ddot{x})h_c + \sum M_j}{G \cos \alpha},$$

где $G \sin \alpha$ — сопротивление подъема;

$m\ddot{x}$ — сила инерции танка;

$\sum M_j$ — сумма моментов касательных сил инерции вращающихся деталей гусеничного движителя, трансмиссии и двигателя, установленных на поперечных валах.

При торможении танка на спуске величина смещения центра давления определится по той же формуле, только это смещение будет вперед, а не назад.

Поперечное смещение центра давления при движении с боковым креном равно

$$y = \frac{Yh_c}{G \cos \beta} = \frac{(G \sin \beta + m\ddot{y})h_c}{G \cos \beta},$$

где $m\ddot{y}$ — поперечная составляющая силы инерции танка;
 β — угол бокового крена.

В этом случае мы не учитываем момент касательных сил инерции вращающихся деталей трансмиссии и двигателя, установленных на продольных валах, ввиду малого их значения.

Поскольку опрокидывающий момент в обоих случаях, т. е. при определении продольной и поперечной устойчивости танка, в основном определяется моментом составляющей силы веса $G \sin \alpha$ и $G \sin \beta$ и моментом сил инерции $m\ddot{x}$ и $m\ddot{y}$, то очевидно, что устойчивость танка зависит от расположения по высоте центра тяжести. Танки, имеющие одинаковые габариты опорных поверхностей гусениц и одинаковую ширину колеи, будут тем менее устойчивы, чем выше расположен центр тяжести.

В качестве обобщающих параметров продольной и поперечной устойчивости танка, учитывающих как максимально возможное значение стабилизирующих, так и значение опрокидывающих моментов, можно принять углы стабилизации.

Углом стабилизации называется угол, образуемый лучом, проведенным из центра тяжести через возможную ось опрокидывания, и нормалью, проведенной из центра тяжести танка к плоскости движения.

При оценке продольной устойчивости танка пользуются углами стабилизации α_1 и α_2 , а при оценке поперечной устойчивости — углами стабилизации β_1 и β_2 . Танки, имеющие одинаковые углы стабилизации, в равной мере устойчивы. Для существующих танков эти углы равны: $\alpha_1 = \alpha_2 = 60 \div 75^\circ$ и $\beta_1 = \beta_2 = 45 \div 60^\circ$.

При определении условий опрокидывания танка необходимо иметь в виду, что опрокидывание относительно осей, проходящих через точки A и B , будет неполным. Опрокидывание будет происходить сначала относительно осей, проходящих через точки A и B , а затем относительно осей, проходящих через точки K и F . Если у танков корма не выступает за контур гусеничного движителя, то полное опрокидывание их на корму будет совершаться относительно оси, проходящей через точку E .

Исследуем возможность опрокидывания танка при равномерном прямолинейном движении на подъеме. На танк параллельно плоскости движения будут действовать силы P , R и $G \sin \alpha$.

Сумма проекций этих сил на продольную ось x равна

$$\sum X = P - R - G \sin \alpha = 0,$$

где

$$R = fG \cos \alpha.$$

Максимально возможное значение силы тяги по сцеплению равно

$$P = P_{\text{сц}} = \varphi G \cos \alpha.$$

Подставляя это значение P в уравнение движения, получим

$$\alpha = \arctg(\varphi - f).$$

Значение угла подъема при максимальном значении коэффициента сцепления $\varphi = 0,9$ и при значении коэффициента сопротивления движению $f = 0,07$ не превышает 40° .

Следовательно, при преодолении подъема танк опрокинуться не может. Для того, чтобы танк опрокинулся при преодолении подъема, угол подъема должен быть равен углу продольной стабилизации α_1 или превышать его. Кроме того, следует иметь в виду, что угол подъема ограничивается силой тяги по двигателю. Сила тяги по двигателю на низшей передаче, как известно, выбирается при проектировании танка из условия возможности преодоления подъема по сцеплению гусениц с грунтом. Максимальный угол подъема, преодолеваемый танком по двигателю на низшей передаче, не превышает 35° .

При спуске случаи опрокидывания более вероятны. Однако крутизна спуска из-за опасности возможной потери управления не должна превышать допустимой по сцеплению гусениц с грунтом, т. е. угол спуска не должен превышать $30-35^\circ$.

Опрокидывание на спуске, допустимом по условию сцепления гусениц с грунтом, возможно при наезде на отдельные препятствия: крупные камни, кочки, пни. В этом случае опрокидывающий момент может значительно превзойти момент стабилизирующий, и при недостаточной величине кинетической энергии, накопленной до встречи с этими препятствиями, танк опрокинется.

Опрокидывание танка набок более вероятно, чем продольное опрокидывание. Максимальное значение коэффициента сопротивления боковому сдвигу можно принять равным $\mu_1 = 1$. Тогда допустимый угол бокового крена по условию несползания танка вбок будет равен

$$\beta = \operatorname{arctg} \mu_1 = 45^\circ.$$

Таким образом, угол бокового крена по условию несползания близок к углу поперечной стабилизации.

Опрокидывание набок возможно только в случае действия силы инерции $m\ddot{y}$. Наиболее опасными случаями в отношении опрокидывания являются случаи движения по наклонной плоскости. Так, опрокидывание набок может произойти и при движении с боковым креном в 30° и даже менее. В отдельных случаях сопротивление со стороны грунта боковому перемещению гусениц может оказаться очень малым и танк под действием силы $G \sin \beta$ начнет сползать в поперечном направлении. В первый момент работа силы тяжести при ускоренном сползании танка в поперечном направлении будет расходоваться на преодоление сопротивления грунта боковому перемещению гусениц и на накопление кинетической энергии бокового перемещения танка. Сила сопротивления боковому перемещению в результате нагребания вала земли может быстро возрасти до значения, при котором опрокидывающий момент станет больше момента стабилизирующего, и танк начнет опрокидываться набок.

При достаточной скорости бокового перемещения, т. е. при достаточной величине кинетической энергии, которую танк имеет к началу опрокидывания, танк может опрокинуться. Если кинетическая энергия бокового перемещения танка недостаточна, то может произойти боковой наклон танка на некоторый угол, и дальше под воздействием стабилизирующего момента танк вернется в первоначальное положение.

Наиболее часто танки опрокидываются набок при потере управляемости на подъеме и спуске. В результате большого буксования одной из гусениц при преодолении подъема танк начнет сползать и поворачиваться. Суммарный опрокидывающий момент при движении танка по криволинейной траектории, особенно в момент максимального крена на данной наклонной плоскости, может значительно превзойти стабилизирующий момент и танк опрокинется.

При спуске в результате различного юза гусениц также может начаться движение по криволинейной траектории и танк также может опрокинуться.

Боковое опрокидывание возможно и на горизонтальном участке. При резком повороте танк может занести и кинетическая энергия танка при движении его в поперечном направлении в случае достаточного сопротивления со стороны грунта боковому перемещению гусениц будет израсходована на работу подъема центра тяжести на величину Δh и на преодоление сопротивления грунта боковому

перемещению гусениц. Высота подъема центра тяжести Δh будет равна

$$\Delta h = \frac{h_c}{\cos \beta_1} - h_c,$$

где h_c — высота центра тяжести танка;
 β_1 — угол стабилизации (см. рис. 212).

Определим скорость бокового перемещения танка, при которой танк может опрокинуться, допуская при этом, что вся кинетическая энергия его будет израсходована на подъем центра тяжести на величину Δh .

В этом случае будем иметь

$$G \left(\frac{h_c}{\cos \beta_1} - h_c \right) = \frac{mv^2}{3,6^2 \cdot 2}.$$

Откуда

$$v = 3,6 \sqrt{2g \left(\frac{h_c}{\cos \beta_1} - h_c \right)}.$$

При $h_c = 1$ м и $\beta_1 = 45^\circ$

$$v = 3,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(\frac{1}{\cos 45^\circ} - 1 \right)} = 10,4 \text{ км/ч},$$

где v — скорость бокового перемещения танка.

Примерно при такой скорости бокового перемещения танк может опрокинуться на обледенелой дороге, когда при встрече гусеницы с неровностями сопротивление боковому перемещению гусениц резко возрастает.

При боковом перемещении (сползании) танка под уклон соответствующий подъем центра тяжести Δh и необходимая скорость бокового перемещения будут меньше.

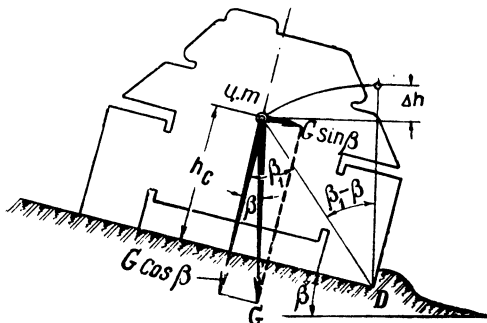


Рис. 213

Подъем центра тяжести будет равен (рис. 213)

$$\Delta h = \frac{h_c}{\cos \beta_1} - \frac{h_c}{\cos \beta} \cos (\beta_1 - \beta),$$

где β_1 — угол стабилизации;
 β — угол бокового крена.

Скорость бокового перемещения, при которой танк может опрокинуться, используя на опрокидывание всю кинетическую энергию, будет равна

$$v = 3,6 \sqrt{2g \frac{h_c}{\cos \beta_1} [1 - \cos (\beta_1 - \beta)]}.$$

При $h_c = 1$ м; $\beta_1 = 45^\circ$; $\beta = 30^\circ$

$$v = 3,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1}{\cos 45^\circ} (1 - \cos 15^\circ)} = 3,5 \text{ км/ч.}$$

Глава 2

ПРЕОДОЛЕНИЕ ТАНКАМИ ПРЕПЯТСТВИЙ

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРЕПЯТСТВИЙ

Противотанковые препятствия разделяются на естественные и искусственные.

Естественными противотанковыми препятствиями являются крутые подъемы и спуски местности, обрывы, овраги, воронки, траншеи, песчаные и болотистые участки, лес, водные преграды.

К искусственным препятствиям относятся противотанковые рвы, эскарпы, контрэскарпы, лесные завалы, барьеры, надолбы, металлические ежи, обледенелые скаты, затопленная местность. Кроме того, к искусственным препятствиям относятся минные заграждения.

В данной главе рассматривается преодоление танком препятствий без применения каких-либо специальных приспособлений и подручных средств, повышающих его проходимость.

Несмотря на большое разнообразие различных естественных и искусственных препятствий, многие из них требуют при преодолении одинаковых приемов управления танком. Отдельные препятствия требуют выполнения ряда различных приемов управления танком по этапам преодоления, т. е. такие препятствия являются сочетанием простейших препятствий. Это позволяет сгруппировать все препятствия или отдельные элементы препятствий в три основные группы:

— первая группа препятствий включает препятствия, обладающие плохой несущей способностью грунта, плохим сцеплением гусениц с грунтом и большим сопротивлением движению — болота, снежная целина, песчаный грунт и др.;

— вторая группа препятствий объединяет препятствия с большим сопротивлением движению в результате подъема центра тяжести танка в момент преодоления препятствий — крутые подъемы, эскарпы, валики, барьеры, стенки на первом этапе их преодоления в момент наезда и др.;

— третья группа препятствий составляет препятствия, преодоление которых вызывает большие динамические нагрузки в результате поглощения в момент удара кинетической энергии танка, накопленной при преодолении этих препятствий в результате работы силы тяжести, а также вследствие частичного расходования кинетической энергии поступательного движения. К таким препятствиям относятся контрэскарпы, обрывы, а также барьеры, валики, эскарпы, противотанковые рвы, вертикальные стенки на последнем этапе их преодоления и др.

Особо следует выделить преодоление крутых спусков, характер движения танка по которым не подходит ни к одной из перечисленных выше групп, а также преодоление водных преград, надолб, сжей и лесных полос.

Прежде чем приступить к изложению способов преодоления тех или иных препятствий, рассмотрим некоторые общие положения.

Преодоление танком препятствий первой группы может быть осуществлено за счет использования: силы тяги, созданной на гусеницах в результате работы двигателя; кинетической энергии танка; скатывающей силы.

Сила тяги, подведенная к гусеницам танка от двигателя, реализуется только в пределах, допустимых сцепными качествами грунта и величиной сцепного веса. Кинетическая энергия деталей, участвующих в относительном движении, может быть реализована только через гусеницы, и поэтому реализация этой кинетической энергии также обуславливается сцепными качествами грунта и величиною сцепного веса танка.

В то же время кинетическая энергия переносного движения танка и скатывающая сила реализуются в процессе движения танка вне зависимости от сцепных качеств грунта и величины сцепного веса.

Таким образом, запас кинетической энергии поступательного движения танка является в значительной степени важным ресурсом при преодолении танком препятствий, особенно таких, которые обусловлены плохой несущей способностью и низкими сцепными качествами грунта, а также малой величиной сцепного веса.

Преодоление препятствий второй группы может быть осуществлено за счет использования только силы тяги и кинетической энергии танка.

Общие положения для преодоления препятствий 3-й группы сводятся к рекомендации уменьшения кинетической энергии, расходуемой на удар, путем применения соответствующих приемов вождения.

§ 2. ПРЕОДОЛЕНИЕ ПРЕПЯТСТВИЙ ПЕРВОЙ ГРУППЫ

Преодоление препятствий, обусловленных плохой несущей способностью грунта и плохим сцеплением гусениц с грунтом, не вызывает каких-либо опасных перегрузок двигателя, трансмиссии и хо-

довой части танка тяговыми усилиями или динамическими нагрузками вследствие ударов о неровности местности. Как раз в этих условиях движения динамические нагрузки будут минимальные. Преодоление препятствий этого типа требует особенно осторожного вождения танка, чтобы не вызывать разрушения слабого грунта резким изменением силы тяги (силы торможения) на гусеницах. На таких грунтах следует избегать разгона, торможения и поворота. Движение должно быть по возможности равномерным.

Наиболее тяжелым препятствием этого типа является болото.

Проходимость по болотам ограничивается сцеплением гусениц с грунтом и возрастанием сопротивления движению. Сцепление уменьшается из-за низких сцепных качеств самого грунта и в результате уменьшения сцепного веса танка при посадке днища танка на грунт.

Сопротивление движению танка по болотам вследствие большой вертикальной деформации грунта и трения днища о грунт достигает большой величины. При попытке обеспечить необходимую силу тяги гусеницы срывают поверхностный слой болота, и танк в результате буксования гусениц садится днищем на грунт и застревает.

Проходимость танка по болоту зависит от конструкции ходовой части танка и несущей способности грунта. Опыт показывает, что чем меньше среднее удельное давление и чем меньше действительное удельное давление на отдельные траки, тем лучше проходимость танка при одной и той же несущей способности болота. Чем шире гусеница при том же удельном давлении, тем выше проходимость. Применение гусениц с упругими шарнирами увеличивает проходимость танка по слабым грунтам.

Гусеничные цепи танка при малом удельном давлении вязнут меньше, при этом сопротивление движению меньше, а сила тяги по сцеплению больше, так как при малой вертикальной деформации грунта его поверхностный слой меньше разрушается и обеспечивает лучшее сцепление.

Различные болота значительно отличаются по строению грунта. Отдельные виды болот имеют настолько низкую несущую способность, что проходимость по ним танков абсолютно исключается. Однако многие болота обладают достаточной несущей способностью и проходимы для танков. В целях повышения проходимости при движении по болотам необходимо по возможности снижать среднее удельное давление при помощи съёмных приспособлений, уширяющих гусеницу, и более равномерно распределять истинное удельное давление по длине опорной поверхности. Другие средства повышения проходимости относятся к использованию подручных средств и инженерному обеспечению: применению фашин, устройству гатей и т. п.

При большой скорости движения деформация грунта будет меньше, так как вода за короткий промежуток времени не успевает выжиматься из грунта под гусеницами. Однако если на высокой

скорости движения у танка вследствие большого сопротивления грунта не хватает силы тяги, то остановка танка может повлечь за собой очень большое погружение гусениц. В этом случае трогание с места, требующее большой силы тяги, приведет к срыву поверхностного слоя грунта и к застреванию танка. В силу этого целесообразней вести танк с малой, но равномерной скоростью. На коротких участках заболоченную местность следует преодолевать на высоких скоростях, так как в этом случае может быть использована кинетическая энергия танка.

Проезжимость танка по снежным полям определяется средним удельным давлением и глубиной снежного покрова, плотностью снега и величиной клиренса танка. Снег при глубине, превышающей клиренс, оказывает значительное сопротивление движению, снижая среднюю скорость движения танка.

Преодоление подъемов со снежным покровом представляет собою большую трудность, поскольку к сопротивлению подъема добавляется сопротивление снежного покрова и дополнительное сопротивление забитой снегом ходовой части.

Сцепные качества снега в зависимости от температуры и влажности меняются в широких пределах. Мокрый снег, представляя большее сопротивление движению, в то же время обеспечивает и большее сцепление, прессуясь под гусеницами. Рыхлый сухой снег сказывает небольшое сопротивление движению и преодолевается легко, хотя и обладает пониженными сцепными качествами.

Преодолеваемая глубина снежного покрова на горизонтальном участке колеблется в пределах 1,5—2 клиренсов машины, т. е. составляет 600—800 мм.

Песчаные грунты, особенно когда песок наиболее сыпуч, т. е. не имеет органических и глинистых примесей, являются серьезными препятствиями. Сыпучие песчаные грунты встречаются довольно редко. В основном песчаные грунты преодолеваются значительно легче болот и снежной целины.

§ 3. ПРЕОДОЛЕНИЕ ПРЕПЯТСТВИЙ ВТОРОЙ ГРУППЫ

Препятствия, создающие большое сопротивление движению в результате подъема центра тяжести танка, также требуют плавного изменения тягового усилия во избежание срыва грунта и буксования гусениц. При преодолении таких препятствий также надо избегать поворотов и остановок. В момент поворота при резком торможении отстающей гусеницы можно сорвать верхний слой грунта и, кроме того, забегающая гусеница может забуксовать в результате значительного увеличения силы тяги. Трогание с места после остановки также может привести к срыву грунта и буксованию гусениц.

Предельные значения подъемов определяются силой тяги по сцеплению и силой тяги по двигателю. При преодолении коротких подъемов иногда целесообразно использовать кинетическую энер-

гию танка. Это дает возможность избежать буксования гусеничных цепей, которое может иметь место из-за уменьшения сцепного веса танка.

Таким образом, движение танка при преодолении большой группы препятствий не имеет каких-либо специфических особенностей по отношению к случаям, рассмотренным в части I. Закономерности движения танка при преодолении этих препятствий базируются на теоретических положениях, рассмотренных в упомянутой главе. Дополнительно следует отметить особенности преодоления эскарпа на первом этапе.

Высота преодолеваемой стенки может находиться ниже высоты расположения осей передних колес, на равной с ними высоте и выше их. В тех случаях, когда высота стенки меньше высоты расположения осей колес или равна ей, танк свободно может наезжать на эскарп. Если же высота стенки больше высоты расположения осей колес, необходимо на первом этапе преодоления стенки вынести оси колес на высоту стенки и осуществить в дальнейшем наезд на стенку. При незначительном превышении высоты стенки вынос осей колес можно осуществить за счет резкого увеличения силы тяги в момент подхода танка к эскарпу. Под влиянием возникающего при этом внешнего момента $M_y = P_j h_c$ носовая часть танка поднимется вверх, а корма опустится (рис. 214).

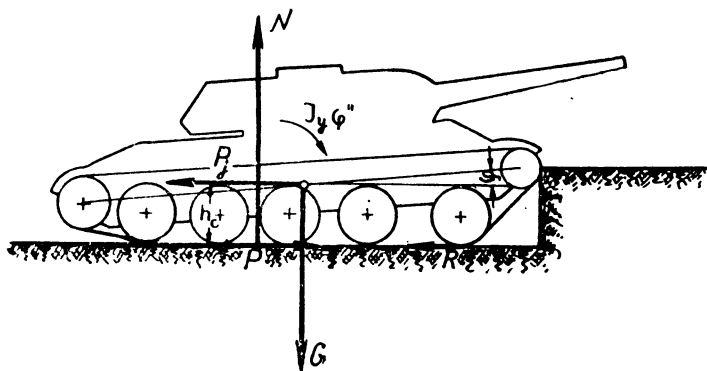


Рис. 214

Если оси колес не удастся вынести на уровень высоты стенки посредством поворота корпуса при резком увеличении силы тяги, подъем носовой части танка можно осуществить путем создания достаточной величины силы тяги на ветви гусеницы, огибающей переднее колесо (рис. 215). Силу тяги P_1 , направленную вверх, можно получить при условии буксования гусеницы. Гусеница, перемещаясь по стенке вверх и частично буксуя, вызовет касательную реакцию со стороны грунта стенки, направленную вверх. Необходимую по величине силу P_1 можно получить только на эскарпах, обеспечивающих высокое значение коэффициента сцепления.

После выноса осей колес на уровень высоты стенки танк начнет наезжать на нее, при этом угол наклона танка α будет постепенно

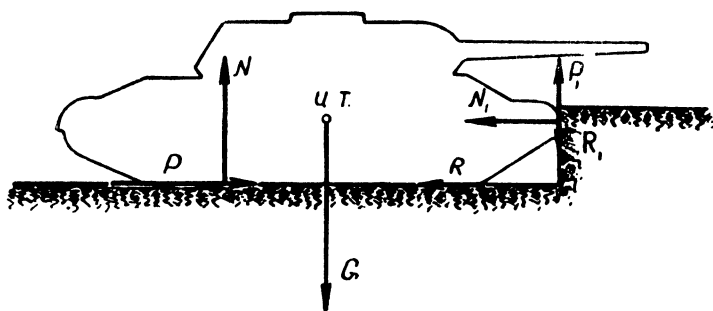


Рис. 215

увеличиваться и преодоление эскарпа на этом этапе сведется к преодолению подъема увеличивающейся крутизны.

§ 4. ПРЕОДОЛЕНИЕ ПРЕПЯТСТВИЙ ТРЕТЬЕЙ ГРУППЫ

Препятствия третьей группы и особенно валик и контрэскарп являются наиболее сложными в отношении приемов управления танком при их преодолении и опасными по перегрузкам для танка. При преодолении валика и контрэскарпа в результате работы силы тяжести накапливается кинетическая энергия и происходит удар при соприкосновении ходовой части с грунтом. В этом случае мы имеем дело с новым явлением динамики танка, которое следует рассмотреть подробно. При преодолении вертикальных стенок в момент схода с препятствия, обрыва, при преодолении рва, когда ширина рва больше той, которую может преодолеть танк, а также на последнем этапе преодоления эскарпа, после перевала через ребро, движение танка будет аналогично движению при преодолении контрэскарпа или валика.

Преодоление контрэскарпа на первом этапе. Изучение процесса преодоления танком контрэскарпа позволяет установить закономерности преодоления большого количества характерных, часто встречающихся и наиболее опасных искусственных и естественных препятствий. Например, преодоление на высокой скорости небольших дорожных ухабов и валиков имеет те же особенности, что и преодоление контрэскарпов. Опасность преодоления контрэскарпа объясняется тем, что танк падает на грунт своей передней частью и вся нагрузка приходится только на рессоры передних катков.

Рассматривая преодоление контрэскарпа, сделаем следующие допущения:

— деформация рессор подвески в момент перевала танка через ребро контрэскарпа не учитывается;

— ребро эскарпа принимается несминаемым.

Поскольку контрэскарпы могут преодолеваются с различными скоростями движения, важно установить зависимость величины импульса момента силы или импульса силы при ударе от скорости движения танка через контрэскарп. Наименьшее накопление кинетической энергии танка в результате работы силы тяжести в момент преодоления контрэскарпа будет при условии, если поступательная скорость танка равна нулю. При преодолении контрэскарпа с поступательной скоростью, близкой к нулю, работа силы тяжести будет равна (рис. 216)

$$A = G\Delta h. \quad (257)$$

Танк при этом вращается вокруг поперечной оси, проходящей по ребру контрэскарпа. Кинетическая энергия танка в момент удара передних катков (или колес) будет равна

$$T = \frac{I\dot{\varphi}^2}{2}, \quad (258)$$

где I — момент инерции танка относительно поперечной оси, проходящей по ребру контрэскарпа;

$\dot{\varphi}$ — угловая скорость вращения танка.

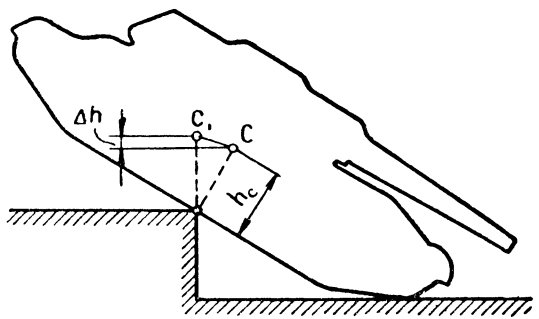


Рис. 216

Очевидно, $A = T$, тогда

$$\dot{\varphi} = \sqrt{\frac{2G\Delta h}{I}}. \quad (259)$$

Зная угловую скорость танка в момент удара передних катков о грунт, мы можем определить импульс момента силы, от величины которого зависит нагрузка на ходовую часть и на корпус танка,

$$Mt = I\dot{\varphi}, \quad (260)$$

где M — момент силы;

t — продолжительность удара.

Поскольку время удара величина неизвестная, зависящая от качества грунта и подвески танка, а также неизвестна точка приложения ударной силы, удар может характеризоваться импульсом момента силы, т. е. величиной Mt .

Если при преодолении контрэскарпа танк имеет скорость поступательного движения, то решение задачи по определению импульса момента силы при ударе ходовой части о грунт значительно усложняется. В этом случае надо составить уравнение движения. В процессе преодоления контрэскарпа будет непрерывно меняться поворачивающий момент от силы веса, поскольку будет меняться плечо этой силы веса G относительно оси, проходящей через точку O , а также будет меняться момент инерции танка относительно той же оси O (рис. 217).

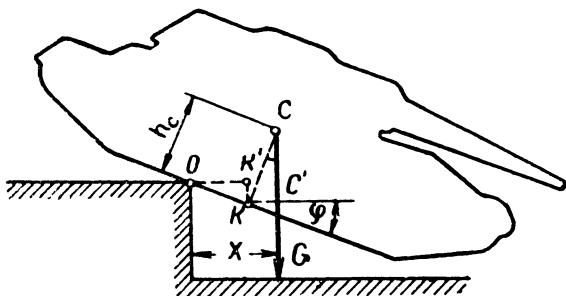


Рис. 217

Уравнение вращательного движения танка вокруг поперечной оси, проходящей через точку O , можно написать в следующем виде:

$$[I + m(OK)^2] \ddot{\varphi} = Gx, \quad (261)$$

где I — момент инерции танка относительно поперечной оси, проходящей через точку K ;

$I + m(OK)^2$ — момент инерции танка относительно оси, проходящей через точку O .

Длина плеча силы G будет равна

$$x = OK' + KC',$$

или

$$x = OK \cos \varphi + h_c \sin \varphi.$$

Учитывая, что

$$OK = vt,$$

где v — скорость движения танка, получим

$$x = vt \cos \varphi + h_c \sin \varphi.$$

Тогда уравнение вращательного движения танка вокруг поперечной оси, проходящей через точку O , будет иметь вид

$$[I + m(vt)^2] \ddot{\varphi} = G(vt \cos \varphi + h_c \sin \varphi). \quad (262)$$

Дифференциальное уравнение (262) аналитически не решается и поэтому для решения его можно воспользоваться счетно-решающими устройствами. В результате решения получим функцию $\varphi = f(t)$ и функцию $\dot{\varphi} = \dot{f}(t)$ в виде табличных данных. Для определения времени, когда произойдет удар, а следовательно, и для определения угла наклона и угловой скорости танка в момент удара необходимо составить еще одно уравнение.

Поскольку танк имеет скорость поступательного движения и одновременно вращается относительно оси, проходящей через точку O (относительно ребра контрэскарпа), в момент удара ходовой части о грунт он наклонится на нос на угол φ , величина которого определится из уравнения (рис. 218)

$$\sin \varphi = \frac{h}{OK + \frac{L}{2}},$$

где h — высота контрэскарпа,

$$OK = vt_{\varphi}.$$

Время $t = t_{\varphi}$ соответствует времени с момента начала преодоления контрэскарпа до момента соприкосновения танка с грунтом.

Откуда

$$\varphi = \arcsin \frac{h}{vt_{\varphi} + \frac{L}{2}}. \quad (263)$$

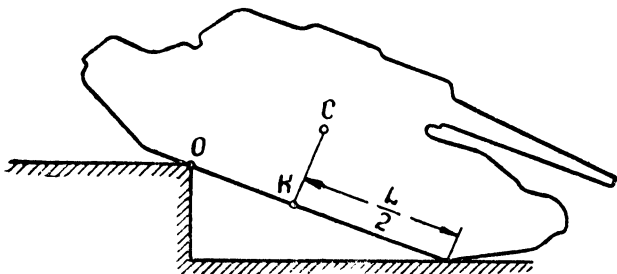


Рис. 218

Поскольку мы не знаем времени, когда произойдет удар, то подсчитываем значения φ по формуле

$$\varphi = \arcsin \frac{h}{vt + \frac{L}{2}}. \quad (263a)$$

Сопоставляя значения φ , полученные при различных t по данной формуле, со значениями φ и t , полученными при решении дифференциального уравнения при помощи счетно-решающего устройства, определим $t = t_\varphi$ и соответствующие значения φ и $\dot{\varphi}$.

Аналитическое решение дифференциального уравнения вращательного движения танка возможно при допущении, что $x \approx vt$.

Практически эта неточность мало скажется на результатах подсчета. Тогда уравнение движения можно написать в следующем виде:

$$[I + m(vt)^2] \ddot{\varphi} = Gvt \quad (264)$$

или

$$\ddot{\varphi} = \frac{Gvt}{I + m(vt)^2} = \frac{mgvt}{I + mv^2t^2} = \frac{\frac{g}{v}t}{\frac{I}{mv^2} + t^2}.$$

Обозначив

$$\frac{g}{v} = k \text{ и } \frac{I}{mv^2} = p^2,$$

получим

$$\ddot{\varphi} = \frac{kt}{p^2 + t^2}. \quad (264a)$$

Проинтегрируем это уравнение

$$\dot{\varphi} = \int \frac{kt}{p^2 + t^2} dt + C_1 = \frac{k}{2} \ln(p^2 + t^2) + C_1.$$

Определим постоянную интегрирования C_1 , воспользовавшись начальными условиями: при $t = 0$, когда центр тяжести находился над гранью эскарпа, $\dot{\varphi} = 0$.

Тогда

$$0 = \frac{k}{2} \ln p^2 + C_1.$$

Откуда

$$C_1 = -\frac{k}{2} \ln p^2.$$

Следовательно, окончательно $\dot{\varphi}$ будет равно

$$\dot{\varphi} = \frac{k}{2} \ln(p^2 + t^2) - \frac{k}{2} \ln p^2,$$

или

$$\dot{\varphi} = \frac{k}{2} \ln \left[1 + \left(\frac{t}{p} \right)^2 \right]. \quad (265)$$

Проинтегрировав это уравнение, получим

$$\varphi = \int \frac{k}{2} \ln \left[1 + \left(\frac{t}{p} \right)^2 \right] dt + C_2.$$

Учитывая, что

$$dt = pd \left(\frac{t}{p} \right),$$

можем написать

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{kp}{2} \int \ln \left[1 + \left(\frac{t}{p} \right)^2 \right] d \left(\frac{t}{p} \right) + C_2; \\ \varphi &= \frac{kp}{2} \left\{ \frac{t}{p} \ln \left[1 + \left(\frac{t}{p} \right)^2 \right] - 2 \left(\frac{t}{p} - \operatorname{arctg} \frac{t}{p} \right) \right\} + C_2. \end{aligned}$$

Постоянную интегрирования C_2 определим, воспользовавшись начальными условиями: при $t = 0$ $\varphi_0 = 0$.

Тогда

$$\varphi_0 = C_2, \text{ т. е. } C_2 = 0.$$

Окончательно

$$\varphi = \frac{kp}{2} \left\{ \frac{t}{p} \ln \left[1 + \left(\frac{t}{p} \right)^2 \right] - 2 \left(\frac{t}{p} - \operatorname{arctg} \frac{t}{p} \right) \right\}. \quad (266)$$

В момент удара танка о грунт, т. е. по истечении времени $t = t_\varphi$, угол поворота танка будет равен

$$\varphi = \frac{kp}{2} \left\{ \frac{t_\varphi}{p} \ln \left[1 + \left(\frac{t_\varphi}{p} \right)^2 \right] - 2 \left(\frac{t_\varphi}{p} - \operatorname{arctg} \frac{t_\varphi}{p} \right) \right\}. \quad (266a)$$

Очевидно, время t_φ и соответствующий угол поворота танка φ можно определить при совместном решении уравнения (266a) с уравнением (263). Но аналитически решить эти уравнения не представляется возможным. Поэтому поступаем так же, как и при определении этих величин при решении дифференциального уравнения с помощью вычислительных устройств, т. е. сопоставляем значения φ и t .

Можно также воспользоваться графическим методом решения системы уравнения. Для этого строим графики по формулам (263а) и (266).

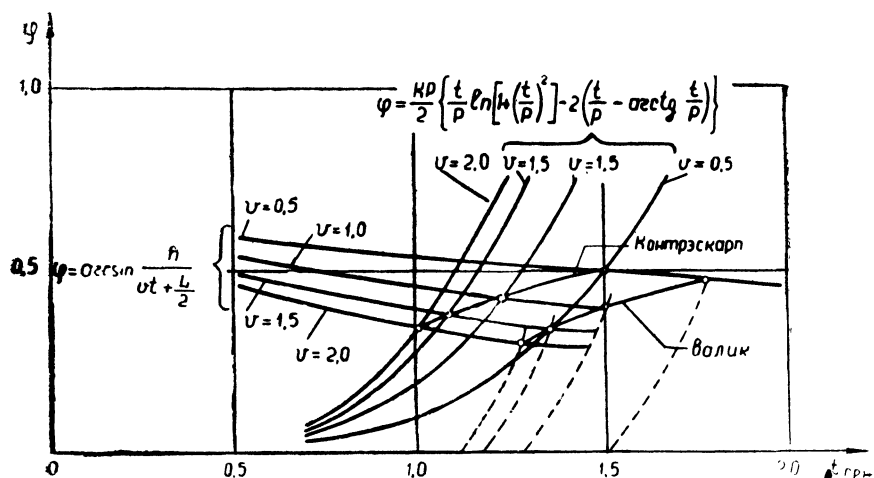


Рис. 219

На рис. 219 приведен график изменения φ от t при различных скоростях движения среднего танка, построенный по формулам (263а) и (266). Кривые, построенные по формуле (266), выражают закон изменения угла поворота танка в процессе преодоления контрэскарпа. Из графика видно, что чем больше скорость движения танка v , тем больше угол поворота танка φ , так как плечо силы веса, а следовательно, и момент, поворачивающий корпус относительно ребра контрэскарпа, за одно и то же время будут расти быстрее. Прямой пропорциональности изменения угла поворота φ от t нет, так как с увеличением скорости танка увеличивается и момент инерции танка относительно ребра стенки.

Точки пересечения кривых $\varphi = f(t)$, построенных для одной и той же v по формулам (263а) и (266), определяют значение $t = t_\varphi$ и угол φ .

Угловая скорость танка определяется по уравнению (265) после подстановки найденного значения $t = t_\varphi$.

Зная $\dot{\varphi}$ и t_φ , определим величину импульса момента силы

$$Mt = [I + m(vt_\varphi)^2] \dot{\varphi} \text{ кг м сек.}$$

На рис. 220 построен график $\dot{\varphi}$ и Mt для различных скоростей движения среднего танка при преодолении контрэскарпа высотой в 1,5 м. Масштаб импульса момента силы приведен в долях массы m .

С увеличением скорости движения от 0,5 до 2 м/сек импульс момента силы увеличивается с 6,2 т до 10,6 т кг м сек, т. е. на 71%.

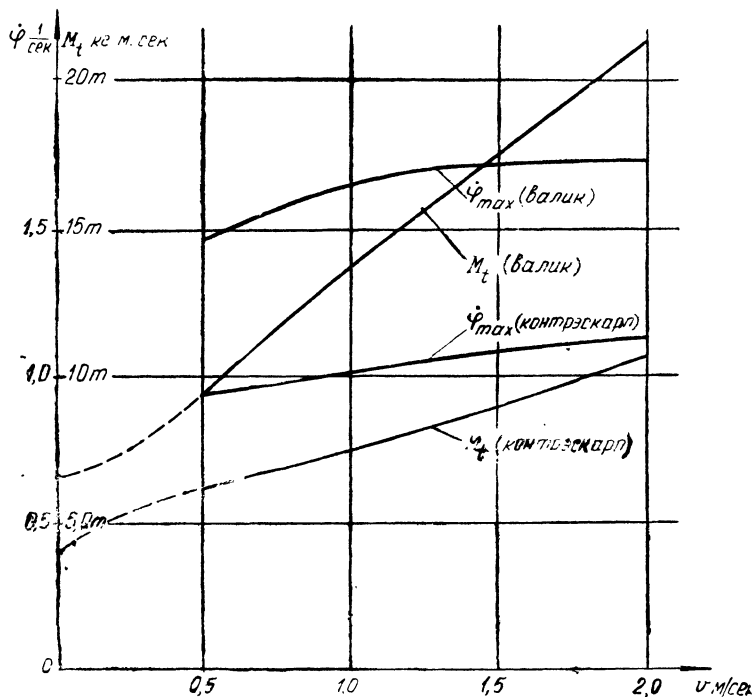


Рис. 220

Для определения импульса момента силы при $v = 0$ можно воспользоваться формулами (259) и (260), выведенными ранее из уравнения работ. Для определения закономерности изменения угловой скорости поворота по времени при $v = 0$ надо составить уравнения движения танка. Расчетная схема при этом будет следующей (рис. 221).

Дифференциальное уравнение движения будет

$$I\ddot{\varphi} = Gx, \quad (267)$$

где

$$x = h_c \sin \varphi \approx h_c \varphi.$$

Тогда уравнение примет вид

$$\ddot{\varphi} - \frac{Gh_c}{I} \varphi = 0$$

или

$$\ddot{\varphi} - q\varphi = 0, \quad (268)$$

где

$$q = \frac{Gh_c}{I}.$$

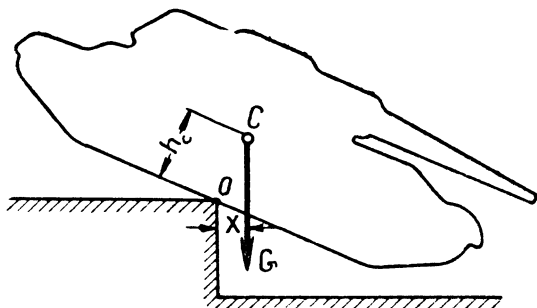


Рис. 221

Решение дифференциального уравнения (268) будет следующим:

$$\varphi = \frac{\varphi_0}{2} (e^{\sqrt{q}t} + e^{-\sqrt{q}t}); \quad (269)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{\varphi_0}{2} q (e^{\sqrt{q}t} - e^{-\sqrt{q}t}). \quad (270)$$

На рис. 222 приведен график $\varphi=f(t)$ для данного способа преодоления контрэскарпа. Для среднего танка угол φ при ударе ходовой части о грунт равен 0,523 радиана, что соответствует $t_\varphi=2$ сек. Зная t_φ , можно по формуле (270), подставляя значение $t=t_\varphi$, определить угловую скорость в момент удара и импульс момента силы. На графике (см. рис. 220) значения φ и Mt при данном способе преодоления контрэскарпа нанесены на оси ординат $Mt=4m$, т. е. в 1,5 раза меньше, чем при $v=0,5$ м/сек, и в 2,5 раза меньше, чем при $v=2$ м/сек.

Преодоление валика на втором этапе. При преодолении валика при тех же приемах вождения, что и при преодолении контрэскарпа, удар будет значительно сильнее, так как работа силы тяжести будет больше — центр тяжести в исходном положении будет поднят выше (рис. 223).

В начальный момент преодоления валика на втором этапе танк имеет максимальный наклон на корму на угол α_{\max} (см. рис. 223). Расстояние OK равно $h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max}$.

Момент инерции танка относительно поперечной оси, проходящей через точку O , в начальный момент второго этапа будет равен

$$I + m (h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max})^2,$$

где I — момент инерции танка относительно поперечной оси, проходящей через точку K .

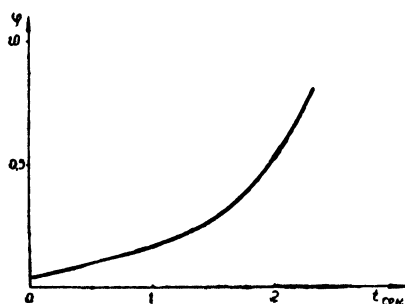


Рис. 222

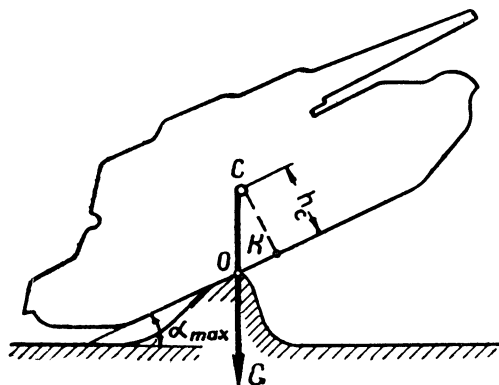


Рис. 223

Если скорость вращения гусеничной цепи принять постоянной, то момент инерции танка относительно оси, проходящей через точку O , в процессе второго этапа будет равен

$$I + m (h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max} + vt)^2.$$

Момент силы веса относительно поперечной оси, проходящей через точку O , будет равен

Точки пересечения кривой $\varphi=f(t)$, полученной при решении дифференциального уравнения вращательного движения танка, и кривой $\varphi=f(t)$, построенной по уравнению (272), определяют значения φ и t_{φ} в момент удара танка о грунт.

Зная t_{φ} , можно определить φ и импульс момента силы Mt .

Приближенно можно решить задачу аналитически, приняв плечо силы G равным vt . Тогда дифференциальное уравнение движения будет следующим:

$$[I + m(OK)^2] \ddot{\varphi} = Gvt, \quad (271a)$$

где $OK = vt + h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max}$.

Момент инерции танка относительно поперечной оси, проходящей через точку O , лежащей на линии отвеса силы тяжести в момент начала перевала танка через валик, т. е. при $t=0$, равный $I + m(h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max})^2$, будет несколько больше, чем в начальный момент при преодолении контрэскарпа. Примерно для среднего танка при высоте $h_c=1$ м и $\alpha_{\max}=30^\circ$ момент инерции равен $I + m(h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max})^2 = 1,04I$. По мере поворота танка момент инерции танка $I + m(vt + h_c \operatorname{tg} \alpha_{\max})^2$ будет расти быстрее, чем в случае преодоления контрэскарпа, когда момент инерции относительно оси, проходящей через точку O , изменяется в соответствии с изменением t по формуле $I + m(vt)^2$.

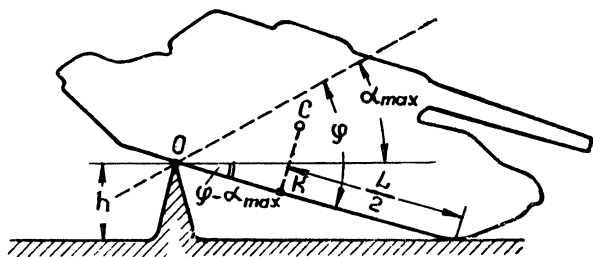


Рис. 225

Допуская, что момент инерции корпуса изменяется по времени так же, как и при преодолении контрэскарпа, т. е. по формуле $I + m(vt)^2$, можно воспользоваться результатами подсчетов, полученных для случая преодоления контрэскарпа.

На рис. 219 пунктирные кривые $\varphi=f(t)$ сдвинуты на 30° , т. е. на $\frac{\pi}{6} = 0,523$ радиана по отношению к кривым $\varphi=f(t)$ в случае преодоления контрэскарпа. Так, при скорости движения танка, равной 2 м/сек, танк повернется на угол 30° за время $t=1,11$ сек. Дальнейшее изменение угла по времени показано пунктирной кривой. Точка пересечения пунктирной кривой с кривой

$\varphi = \arcsin \frac{h}{vt + \frac{L}{2}}$ определяет время $t_{\varphi} = 1,28$ сек, когда про-

изойдет удар ходовой части о грунт.

На рис. 220 нанесены значения $\dot{\varphi}$ в момент удара ходовой части танка после преодоления валика на различных скоростях движения и соответствующие Mt . Как видим, в этом случае импульс момента силы в несколько раз больше, чем при преодолении контрэскарпа. При $v = 2$ м/сек $Mt = 21,3$ т кгм сек, т. е. в 2 раза больше, чем при преодолении контрэскарпа той же высоты.

Таким образом, при преодолении валика в момент начала перевала надо стремиться максимально снизить скорость движения танка во избежание больших динамических нагрузок в момент удара ходовой части о грунт.

В данном случае мы рассматриваем наихудшую форму валика, когда задний его склон очень крутой и короткий. При такой форме валика танк в момент схода будет ударяться о грунт только передними катками или, что еще хуже, направляющими неподдресоренными колесами, как и в случае преодоления контрэскарпа. Если же задний склон валика имеет малый угол наклона, то динамические нагрузки будут значительно меньше, так как в момент схода танк будет ударяться о грунт всеми катками, перекатившимися через гребень валика.

Преодоление контрэскарпа и валика на последнем этапе. Последний этап преодоления контрэскарпа и валика, когда задние колеса сходят с препятствия, может также сопровождаться ударом, поскольку центр тяжести танка при этом опускается вниз и накапливается кинетическая энергия. Но этот этап преодоления препятствий менее опасен, чем рассмотренный ранее. Во-первых, танк может сползать, разрушая стенку контрэскарпа и скат валика, а, во-вторых, при ударе работают все рессоры подвески. В результате динамические нагрузки уменьшаются. В случае преодоления контрэскарпа на каменистом грунте или бетонного контрэскарпа стенка не разрушается и удар получится более сильным, но и в этом случае работают все рессоры подвески.

Приведенные рассуждения велись в предположении, что рессоры подвески не деформируются. В действительности, когда часть катков отрывается от грунта, рессоры средних катков получают дополнительный прогиб, а рессоры задних катков распрямляются и танк еще до того момента, когда центр тяжести окажется над ребром контрэскарпа, будет иметь наклон на нос; а при преодолении валика станет с меньшим наклоном на корму. Это обстоятельство приведет к значительному уменьшению динамических нагрузок в момент удара ходовой части о грунт при движении с малыми скоростями. С увеличением скорости движения танка влияние допол-

нительного поджатия рессор средних катков уменьшается, так как рессоры не успевают сжаться, а корпус танка повернуться.

Так, по опытным данным, для среднего танка в момент положения центра тяжести над ребром контрэскарпа угол наклона корпуса на нос при скорости $v = 0,5$ м/сек составляет 22° , а при $v = 1,5$ м/сек всего 2° .

Предельная высота преодолеваемых эскарпов и валиков определяется не только силой удара в момент схода с препятствия, но и максимальным наклоном, когда танк наезжает на препятствие. Валики и эскарпы можно преодолевать только в том случае, если максимальный наклон танка не превышает угла максимального подъема, который может преодолеть танк по двигателю и по сцеплению. Преодоление большей высоты валика и эскарпа посредством использования кинетической энергии танка требует очень большого навыка в вождении. Как мы видели, даже небольшая скорость танка в момент перевала через ребро препятствия вызывает большие динамические нагрузки. Кроме того, в момент наезда на препятствие с большой скоростью возможны недопустимые динамические нагрузки.

Преодоление рвов. Ширина преодолеваемого танком рва зависит от длины танка, положения центра тяжести по длине и высоте, а также от приемов вождения. Эта ширина обычно меньше половины длины танка. Если центр тяжести расположен посередине длины танка и кромки рва достаточно прочны и не осыпаются, то ширина преодолеваемого рва может быть близкой к половине длины танка.

Процесс преодоления рва имеет много общего с процессом преодоления последовательно контрэскарпа и эскарпа. Опасным моментом в отношении динамических нагрузок является сход с передней стенки рва, когда танк, поворачиваясь относительно ребра этой стенки, накапливает кинетическую энергию, которая при соприкосновении ходовой части с задней стенкой рва расходуется на удар. Удар неизбежен, поскольку корпус танка будет наклоняться на нос в результате деформации рессор еще до подхода центра тяжести к передней стенке рва.

Вторым опасным моментом является выход центра тяжести танка на заднюю стенку рва — в этом случае возможно заваливание танка кормовой частью в ров.

Поскольку кромка рва при преодолении его танком обычно разрушается, а центр тяжести не расположен точно посередине танка, и танк вследствие деформации рессор наклоняется на большой угол, ширину рва, которую может преодолеть танк, принимают равной $0,4$ его длины.

Если ров находится на подъеме, танк легко преодолевает его носовой частью, так как сила тяжести танка будет отклонена назад и танк может преодолевать более широкий ров, т. е. ширина преодолеваемого рва может быть увеличена на Δl (рис. 226, 227).

При спуске кормовой части танка с первой кромки рва ширина рва, наоборот, должна быть меньше на ту же величину Δl , чтобы танк не завалился кормой. Следовательно, ширина преодолеваемого рва определяется условием преодоления его кормовой, а не носовой частью танка, и, следовательно, эта ширина будет меньше, чем на горизонтальном участке.

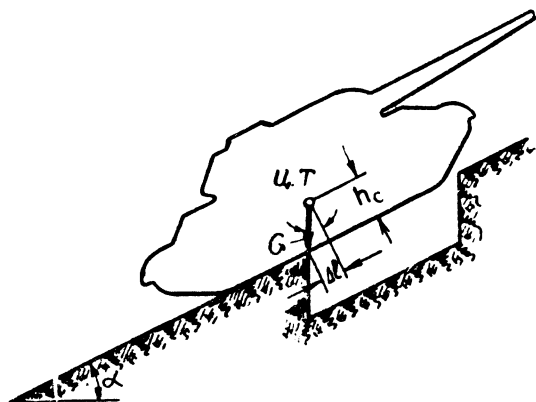


Рис. 226

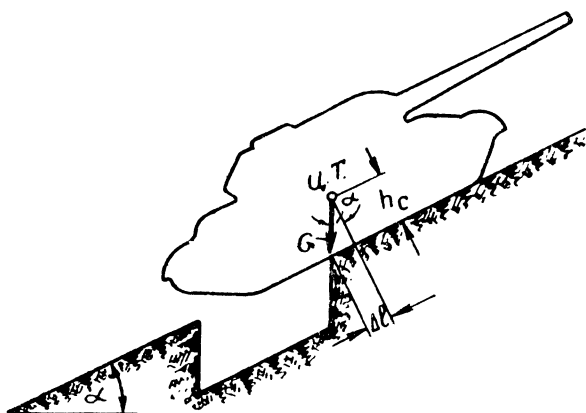


Рис. 227

При спуске, наоборот, преодолеваемая ширина рва определяется проходимость через ров носовой части танка, т. е. тоже меньше, чем на горизонтальном участке.

Рекомендуемые в отдельных учебных пособиях приемы преодоления рвов с использованием сил инерции при изменении подачи

горючего практически не могут быть использованы из-за плохого обзора препятствия в непосредственной близости к танку. Плохой обзор не позволяет водителю рассчитать этот прием преодоления препятствия, в результате чего могут увеличиться динамические нагрузки.

Повышение скорости движения дает возможность увеличить ширину преодолеваемого рва. Но необходимо учитывать, что при значительном увеличении скорости динамические нагрузки при ударе передней части танка о заднюю стенку рва могут стать чрезмерными. Поэтому скоростное преодоление рвов может быть рекомендовано только в случае крайней необходимости.

§ 5. ПРЕОДОЛЕНИЕ СПУСКОВ, ЛЕДЯНЫХ ПЕРЕПРАВ, ИНЖЕНЕРНЫХ ЗАГРАЖДЕНИЙ И ЛЕСНЫХ ПОЛОС

Преодоление спуска требует обеспечения плавного торможения во избежание срыва грунта и последующего сползания и заноса с возможным боковым опрокидыванием. Наиболее надежный способ преодоления спусков — при торможении танка двигателем. Этот вопрос был рассмотрен в I части. В тех случаях, когда торможение двигателем недостаточно, необходимо использовать остановочные тормоза. Использование остановочных тормозов при одновременном торможении двигателем предусмотрено не на всех танках. В отдельных образцах танков включению остановочных тормозов предшествует отсоединение двигателя от ведущих колес. Управление танком с таким приводом в момент спуска затруднено, так как отсоединение двигателя может привести к увеличению скорости спуска, что затруднит в дальнейшем торможение остановочными тормозами. Использование остановочных тормозов целесообразно только на коротких круглых спусках, когда работа торможения невелика. При длительных спусках использование остановочных тормозов может привести к перегреву и выходу из строя фрикционных элементов тормоза.

Следует также отметить спуск танка задним ходом. Это может произойти в том случае, если танк не преодолел подъема и покатился назад. Если при этом не отключить двигатель от трансмиссии, то он начнет вращаться в обратную сторону со всеми вытекающими последствиями нарушения рабочего процесса, условий смазки и т. д. Отключение двигателя для включения заднего хода может привести к увеличению скорости движения. Поэтому необходимо прежде всего остановить танк при помощи остановочных тормозов, после чего включить заднюю передачу и произвести спуск задним ходом, тормозя двигателем.

В зимнее время водные преграды могут легко преодолеваться при наличии достаточной толщины ледяного покрова.

Необходимая для движения танков толщина льда определяется эмпирической формулой

$$h \geq 10 \sqrt{G},$$

где h — толщина льда в см;

G — вес танка в т.

При прохождении танков по льду необходимо соблюдать определенную дистанцию между танками во избежание разрушения льда.

Дистанция определяется по формуле

$$d = 4 \sqrt{G},$$

где d — дистанция в м;

G — вес танка в т.

Этими формулами можно пользоваться при нормальной структуре льда. При длительных оттепелях переправу по льду производить не следует.

Иногда прибегают к искусственному увеличению толщины льда. Однако следует иметь в виду, что намороженная часть льда должна быть не выше $\frac{1}{3}$ толщины естественного льда.

Намороженной переправой долго пользоваться нельзя, так как лед, усиленный сверху, подтаивает снизу.

Надолбы и ежи представляют собой труднопроходимые препятствия, ибо обычно они превышают высоту клиренса машины. При преодолении их танк садится на днище и теряет сцепление с грунтом. В исключительных случаях при большом искусстве вождения возможно преодоление надолб.

Обычно надолбы уничтожаются артиллерией или саперами, обеспечивающими проходы танкам.

В лесистой местности, когда движению танка препятствуют деревья и обход их невозможен, танк может, используя силу тяги или кинетическую энергию, свалить дерево. Причем валка должна вестись носом корпуса танка и ни в коем случае не гусеницей. При использовании кинетической энергии танка главный фрикцион должен быть выключен во избежание поломки трансмиссии, а пушка должна быть повернута назад.

Толщина сваливаемых отдельных деревьев зависит от их породы и ориентировочно может быть определена по формуле

$$d = (7 \div 8) \sqrt{G},$$

где d — диаметр сваливаемого дерева в см;

G — вес танка в т.

При движении через лесной массив толщина сваливаемых деревьев для средних и тяжелых танков снижается до 15—20 см.

Валка деревьев без крайней необходимости не рекомендуется во избежание поломки агрегатов танка и вывешивания корпуса танка на поваленном дереве.

Глава 3

ПРЕОДОЛЕНИЕ ТАНКАМИ ВОДНЫХ ПРЕГРАД

Высокие темпы ведения боевых действий в современных условиях обуславливают необходимость быстрого форсирования рек и других водных преград танками с ходу, без применения для этого громоздких инженерных переправочных средств, которые могут использоваться только в определенных условиях.

В этом случае обеспечивается форсирование рек на широком фронте, ликвидируется или сильно снижается зависимость войск от переправочных средств, повышается их маневренность, проще обеспечивается достижение скрытности и внезапности форсирования.

§ 1. СПОСОБЫ ПРЕОДОЛЕНИЯ ВОДНЫХ ПРЕГРАД

В соответствии с теми свойствами, которыми обладают или могут обладать танки, преодоление ими водных преград осуществляется следующими способами: 1) по дну водоема (вброд или под водой); 2) вплавь (своим ходом).

Преодоление водных преград вброд. Преодолевать брод большей или меньшей глубины могут все танки, так как их корпус до определенной высоты выполняется водонепроницаемым, что, собственно, и определяет глубину брода, преодолеваемого танком. Это является одной из причин, обуславливающих стремление конструкторов возможно выше располагать на корпусе танка воздухопритоки и воздухоотводы систем питания и охлаждения двигателя.

За счет ряда мероприятий, осуществление которых вполне возможно в условиях боевого применения, можно повышать глубину преодолеваемого танком брода. Например, на некоторое время допустимо полное перекрытие воздухопритоков и воздухоотводов системы охлаждения двигателя, с осуществлением питания двигателя воздухом через люки башни. Тогда, герметизируя на время переправы опору башни, амбразуры вооружения и прицелов, можно значительно увеличить глубину преодолеваемого брода.

Глубина брода, которую преодолевает танк без выполнения каких-либо специальных мероприятий, определяется в результате испытаний и указывается в тактико-технической характеристике танка. Для основных типов современных танков глубина преодолеваемого ими брода равна $1,2 \div 1,5$ м и помимо конструкции танка зависит также от скорости течения реки, уменьшаясь с увеличением скорости вследствие подпора воды.

Переправа вброд является основным способом преодоления средними и тяжелыми танками неглубоких рек. Она не требует для танков никакого дополнительного оборудования и времени для подготовки, в чем и заключаются ее основные преимущества перед другими способами преодоления водных преград.

Ограничения, накладываемые глубиной преодолеваемого брода, и возможность застревания танка вследствие ухудшения сцепления гусениц с грунтом дна, особенно на илистых грунтах, вызывают необходимость проведения разведки места переправы танков вброд.

Преодоление водных преград танками по дну водоема под водой расширяет возможности их боевого применения по сравнению с форсированием водных рубежей вброд, так как позволяет обычным «сухопутным» танкам после приспособления их к движению под водой, занимающего относительно небольшое время, преодолевать водные пространства глубиной до 5 м и даже более, т. е. большинство рек.

Приспособление танков к движению под водой заключается в осуществлении системы мероприятий по обеспечению работы двигателя на значительной глубине, а также в надежной герметизации ряда соединений и узлов танка от попадания воды внутрь. Одни из этих мероприятий выполняются в условиях производства машин, а другие непосредственно перед проведением переправы, для чего необходимо выделять определенное время и иметь специальное оборудование.

Следует подчеркнуть, что преодолению водных преград танками способом подводного вождения должна предшествовать тщательная разведка дна водоема. При илистом дне и наличии ям возможны застревания танков, главным образом вследствие ухудшения сцепления гусениц с грунтом. Эвакуация же застрявших под водой танков весьма сложна и связана с наличием специальных средств, поэтому застревание танка под водой небезопасно для экипажа.

Управление движением танка под водой усложняется тем, что водитель может легко потерять ориентировку в направлении движения, особенно на реках с быстрым течением, вследствие сноса и разворотов танка в пути. Это вызывает необходимость иметь на танке навигационную аппаратуру и руководить переправой танков при движении под водой по радио с берега.

Таким образом, организация переправы танков по дну водоема под водой довольно сложна и ответственна, требует дополнительного оборудования танков, специальной подготовки личного состава и наличия средств технического обеспечения.

Преодоление водных рубежей танками вплавь может осуществляться как плавающими танками, постоянно готовыми к плаванию своим ходом без необходимости прибегать для этого к каким-либо дополнительным средствам и затратам времени, так и обычными линейными (сухопутными) танками путем относительно быстрого приспособления их для этой цели посредством временного оснащения специальным оборудованием — индивидуальными плавсредствами, включающими средства обеспечения плавучести (поплавки, понтоны) и водоходный движитель для создания силы тяги при движении на воде своим ходом. Применяемое в настоящее время бронирование танков позволяет выполнять плавающими лишь легкие танки с небольшой толщиной броневой защиты, поддержание которых на плаву обеспечивается тем, что вес вытесненной машиной воды равен весу самой машины. Современные средние и тяжелые танки, обладающие мощной броневой защитой, естественно, не могут держаться на плаву без помощи дополнительных средств — поплавков, понтонов и др. Разумеется, при использовании плавсредств снижается мобильность форсирования водных преград танками, поскольку громоздкие и тяжелые плавсредства приходится транспортировать из тыла и затрачивать время на их установку.

Вход в воду и выход из воды для оснащенных плавсредствами танков значительно сложнее, чем для плавающих танков.

Оба эти способа позволяют преодолевать водные преграды неограниченной глубины, большой протяженности (лимитируемой запасом топлива) и при значительном волнении. Они дают возможность использовать танки для десантирования личного состава и боевой техники, обеспечивают ведение на плаву артиллерийского и пулеметного огня из танкового вооружения.

В обоих случаях законы поддержания, остойчивости и движения этих машин на воде являются общими и основываются на достаточно хорошо разработанной теории корабля. Поэтому в дальнейшем, при изложении основных положений теории плавающих танков (см. § 3), будем пользоваться данной теорией и терминологией, что при необходимости углубленного изучения рассматриваемых вопросов облегчит пользование источниками, в которых излагается теория корабля.

Придание танку нового свойства — возможности преодолевать водные преграды вплавь — связано с большими техническими трудностями, нежели обеспечение подводного вождения по дну водоема, однако при этом еще более расширяются возможности боевого применения танков.

В заключение следует сказать, что ни один из рассмотренных способов преодоления танками водных преград не исключает остальные, а лишь дополняет их, так как при определенных условиях обстановки и характере водной преграды каждый из них может оказаться наиболее целесообразным и предпочтительным перед другими.

§ 2. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТАНКА ПО ДНУ ВОДОЕМА

Преодоление танком водной преграды под водой происходит в иных, нежели при обычном движении на суше, условиях работы двигателя и при изменении внешних сил, действующих на танк.

Эти особенности влияют на тяговые качества и возможности танка, поэтому их необходимо знать и учитывать в практике эксплуатации.

Рассмотрим потери мощности в моторной установке при работе двигателя в погруженном под воду танке на примере широко известного и осуществлявшегося еще во время второй мировой войны способа преодоления водных преград под водой, состоящего в герметизации корпуса и башни танка и в применении выведенной в атмосферу трубы для питания двигателя и экипажа воздухом (рис. 228).

В этом случае двигатель работает в условиях повышенного разрежения воздуха внутри танка и при значительном увеличении противодействия на выхлопе.

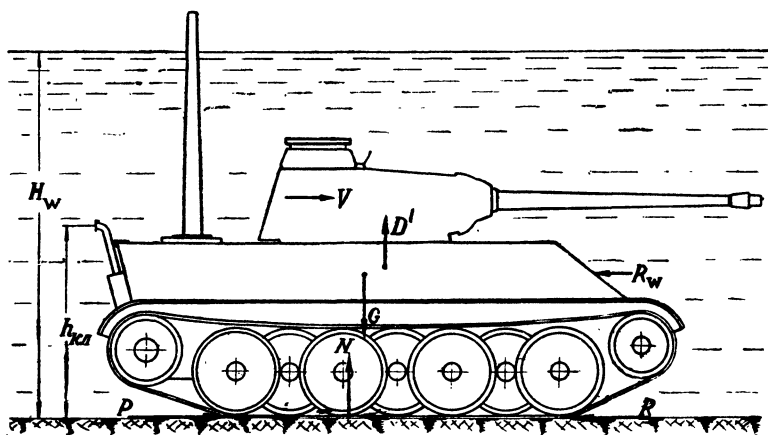


Рис. 228

Поступление в танк воздуха по длинной трубе относительно небольшого сечения создает в машине разрежение, возрастающее с увеличением числа оборотов двигателя и с уменьшением диаметра трубы.

Известно (см. часть I, глава 2), что установка воздухоочистителей в танковых двигателях приводит к значительным разрежениям на всасывании и потерям мощности. Наличие разрежения до воздухоочистителя влияет на величину разрежения за ним, проявляясь как бы в виде дополнительного сопротивления. Но разрежение за

воздухоочистителем возрастает в данном случае не на величину разрежения в машине, а на меньшую величину. Это объясняется тем, что при повышенном разрежении в танке через воздухоочиститель будет проходить меньшее по весу количество воздуха (весовой заряд) и, следовательно, на данном скоростном режиме работы двигателя сопротивление воздухоочистителя будет меньше.

Влияние разрежения в машине на снижение мощности двигателя будет проявляться по-разному в зависимости от типа установленного в танке двигателя.

Поскольку воздухоочистители танковых дизелей в обычных условиях эксплуатации создают большое разрежение на всасывании, то относительно небольшое его увеличение вследствие разрежения в танке не может заметно сказаться на развиваемой двигателем мощности. Некоторое уменьшение коэффициента наполнения двигателя хотя и наблюдается при увеличении разрежения в машине, однако у дизеля это практически не приводит к снижению мощности.

Таким образом, потери мощности двигателя в связи с созданием разрежения в танке при подводном вождении для дизеля несущественны и ими можно пренебречь.

При наличии карбюраторного двигателя влияние разрежения в машине на снижение мощности будет уже ощутимым, что обуславливается прежде всего уменьшением коэффициента наполнения двигателя.

Противодавление выхлопу, как известно, зависит от конструкции выхлопных устройств, возрастая с увеличением нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя. Работа двигателя в танке под водой сопровождается дополнительным увеличением противодавления на выхлопе, тем большим, чем больше погружение танка. Установка клапанов на выхлопных патрубках для предотвращения попадания воды в двигатель при его остановке под водой также увеличивает противодавление выхлопу.

Дополнительные потери мощности двигателя, связанные с увеличением противодавления на выхлопе, при подводном вождении танка могут быть определены для четырехтактных поршневых двигателей по известной общей зависимости

$$N'_{\text{вых}} = \frac{p'_{\text{вых}} V_{\text{л}} n}{900},$$

где $p'_{\text{вых}}$ — дополнительное противодавление выхлопу, обусловленное погружением танка в воду и постановкой предохранительных клапанов на выпускных патрубках.

В свою очередь величина $p'_{\text{вых}}$ определяется выражением

$$p'_{\text{вых}} = \gamma_{\text{в}} (H_{\text{в}} - h_{\text{кл}}) + p_{\text{кл}} \text{ кг/см}^2,$$

где $\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес воды; $\gamma_{\text{в}} = 0,001 \text{ кг/см}^3$;
 $H_{\text{в}}$ — глубина погружения танка в см;

$h_{кл}$ — высота расположения предохранительных клапанов на выхлопных патрубках от уровня грунта в см;

$p_{кл}$ — возрастание противодействия на выхлопе от сопротивления пружин предохранительных клапанов в кг/см².

Поскольку сопротивление $p_{кл}$ незначительно возрастает с увеличением оборотов двигателя, то дополнительные потери мощности на противодействие выхлопу ($N'_{вмх}$) при работе двигателя под водой можно принимать изменяющимися от оборотов по линейной зависимости.

Затраты мощности на приводные вентиляторы (центробежные и осевые) системы охлаждения танка, занимающие в балансе расхода мощности двигателя существенное место, в условиях загерметизированного корпуса машины снижаются. Это объясняется уменьшением количества воздуха, просасываемого вентилятором. Вследствие разрежения в танке уменьшается плотность воздуха, а герметизация корпуса сказывается на производительности (и затраты мощности на привод) вентилятора так же, как и перекрытие впускных и выпускных воздухопритоков системы охлаждения в обычных условиях эксплуатации танка (см. часть I, глава 2, § 1), а именно: резко сокращается производительность вентилятора и снижается мощность, затрачиваемая на его привод.

Попадание внутрь танка даже относительно небольшого количества воды, неопасного по условиям затопления машины, может привести к значительному снижению развиваемой двигателем мощности и даже к заглоханию двигателя. Это объясняется следующими причинами. Обычно при движении под водой вследствие уменьшения отвода тепла в окружающую среду значительно повышается температура агрегатов моторно-трансмиссионного отделения. Разбрызгивание (распыление) вентилятором попадающей в машину воды на мелкие частицы при высокой температуре в моторно-трансмиссионном отделении приводит к сильному повышению влажности воздуха, поступающего в двигатель, а это, как известно, уменьшая коэффициент наполнения η_V , вызывает снижение мощности двигателя тем большее, чем больше влажность и температура воздуха.

Если лопасти вентилятора расположены вблизи днища, то даже при небольшом количестве воды в танке интенсивное разбрызгивание ее приведет к попаданию воды в воздухоочистители, а оттуда в камеры сгорания, что может вызвать заглохание двигателя. Погружение лопаток вентилятора в воду на значительную глубину, наиболее вероятное при наклонах танка, например при выходе из реки, оказывает непосредственное сопротивление его вращению. При этом возможна поломка самого вентилятора или его привода.

Таким образом, преодоление танком водных преград под водой на глубине 4—5 м, хотя и сопровождается изменением затрат мощности в моторной установке, но не приводит к существенному сни-

жению мощности двигателя вследствие повышения давления на выхлопе и создания разрежения в машине. Дизели в этом отношении имеют преимущества перед карбюраторными двигателями. Проникновение же воды в танк можно свести к такому количеству, которое не будет вызывать серьезных отрицательных последствий.

Более значительные трудности при подводном вождении возникают в связи с необходимостью обеспечения надлежащего температурного режима работы силовой установки танка.

Последнее обстоятельство, как правило, ограничивает время движения танка под водой, а следовательно, и проходимый им путь.

Для преодоления этих недостатков на немецко-фашистских танках «Пантера» и «Тигр» при движении под водой отключались вентиляторы, а радиаторы системы охлаждения охлаждались забортой водой.

Внешние силы, действующие на танк при движении под водой по дну горизонтального участка водоема, показаны на рис. 228.

Движение принимается равномерным, поскольку переключения передач, как и остановки танка в процессе преодоления водных преград по дну, нежелательны из-за высоких внешних сопротивлений и опасности заглохания двигателя. Обеспечение же надлежащего сцепления гусениц с грунтом делает нежелательным резкое изменение оборотов двигателя и тем самым скорости танка на включенной передаче в коробке передач.

Учет угла наклона плоскости движения к горизонту при необходимости не составит затруднений.

В рассматриваемом случае движения к танку, помимо тех сил, которые действуют на него на суше, приложены следующие силы:

R_w — сила сопротивления воды;

D' — поддерживающая сила.

Сила сопротивления воды R_w обусловлена такими свойствами жидкости, как вязкость и весомость (подробно см. § 4 данной главы) и при движении под водой является результирующей сил сопротивления трения и сопротивления формы.

Для тел, имеющих плохо обтекаемую форму, какими являются танки, основную часть общего сопротивления R_w составляет сопротивление формы.

В случае неполного погружения танка в воду, помимо сопротивлений трения и формы, действует еще волновое сопротивление, вызываемое затратами энергии на образование волн. Поэтому в некотором диапазоне неполных погружений танка сила сопротивления воды R_w оказывается большей, чем при движении машины с такой же скоростью под водой (рис. 229). При большом слое воды над танком волновое сопротивление становится ничтожно малым.

Для определения величины силы R_w при движении танка под водой можно воспользоваться известной зависимостью

$$R_w = c' \rho \frac{v_w^3}{2} F,$$

где c' — безразмерный коэффициент сопротивления, определяемый опытным путем и зависящий от чисел Фруда и Рейнольдса, формы поверхности и некоторых других факторов;

ρ — плотность воды в $\text{кг сек}^2/\text{м}^4$;

v_w — скорость движения танка относительно воды в м/сек ;

F — площадь проекция танка на плоскость, перпендикулярную к направлению его движения, или площадь лобового сопротивления в м^2 .

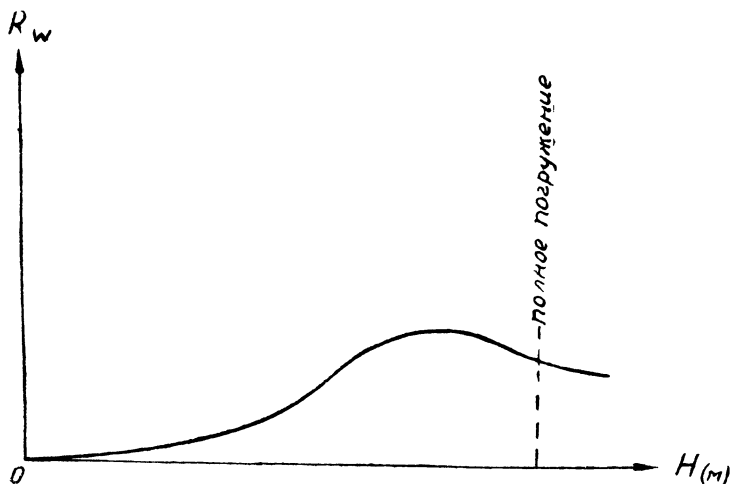


Рис. 229

Из последнего выражения следует, что сопротивление воды движению танка возрастает пропорционально квадрату относительной скорости танка.

Поддерживающая сила D' , согласно закону Архимеда, равна весу вытесняемого танком объема воды, т. е.

$$D' = \gamma_v V_n,$$

где γ_v — удельный вес воды;

V_n — полный объем танка, включая ходовую часть и все наружное оборудование.

Поддерживающая сила всегда направлена вертикально вверх и приложена в центре тяжести вытесненного танком объема воды. Точку приложения этой силы принято называть центром водоизмещения (Ц. В.), или центром давления (Ц. Д.).

В результате погружения танка в воду нормальная реакция грунта при движении на горизонтальном участке равна

$$N = G - D',$$

где G — вес танка.

Если плоскость движения находится под углом α к горизонту, то нормальная реакция будет

$$N = (G - D') \cos \alpha.$$

Для современных средних и тяжелых танков при полном погружении в воду величина

$$(G - D') = (0,55 \div 0,6) G,$$

что указывает на значительное снижение нормальной реакции грунта и удельного давления гусениц на грунт, особенно в случае движения с углом наклона к горизонту. Соответственно уменьшается нагрузка на опорные катки и сила сопротивления качению танка. В то же время под действием упругих элементов подвески корпус танка несколько приподнимается, сильно увеличивая предварительное натяжение гусениц.

Проектируя все действующие на танк внешние силы (см. рис. 228) на плоскость движения, получим

$$P = R + R_w, \quad (273)$$

где P — потребная для движения танка сила тяги;

R — сила сопротивления качению.

Сила R , как и при движении по суше, принимается пропорциональной нормальной реакции грунта, т. е.

$$R = f N.$$

Значения коэффициента f при движении танка по дну водоема, по результатам испытаний¹, можно принимать равными:

для плотного песка	0,12;
для илистого песка	0,18;
для илистого грунта	0,25.

По сравнению с движением по суше сила R при движении танка под водой уменьшается вследствие действия поддерживающей силы D' и возрастает из-за увеличения сопротивления грунта, предварительного натяжения гусеничных цепей и сопротивления воды перематыванию гусениц, а в целом несколько увеличивается.

Таким образом, из уравнения (273) следует, что потребная для движения танка под водой сила тяги P по сравнению с движением по суше возрастает. Резкое увеличение силы P наступает при возрастании относительной скорости движения машины свыше 6—8 км/ч за счет сопротивления воды.

В то же время при движении по дну водоема происходит значительное снижение силы тяги по сцеплению $P_{сч} = \varphi N$ вследствие уменьшения нормальной реакции грунта и снижения величины коэффициента сцепления φ .

¹ Движение танков под водой происходит на малых скоростях. Полученные методом буксировки танка под водой значения коэффициента f в данном случае включают в себя также и сопротивление воды при перематывании гусениц.

По опытным данным значения коэффициента φ сцепления гусениц с грунтом можно принимать равными:

для плотного песка	0,7;
для илистого песка	0,5;
для илистого грунта	0,3 ÷ 0,4.

Из изложенного выше и соблюдения известного условия, характеризующего равномерное и ускоренное движение танка $P_{сц} \geq P_d \geq P_n$, можно заключить, что даже при обеспечении движения по силе тяги, когда сила тяги по двигателю будет больше потребной силы или равна ей ($P_d \geq P_n$), наибольшие затруднения по выполнению условий движения под водой связаны с реализацией развиваемой двигателем силы тяги сцеплением гусениц с грунтом, т. е. с соблюдением требования $P_{сц} \geq P_n$. Обеспечение движения дополнительно затрудняется еще тем, что при выходе из водоема всегда надо преодолевать подъем, а при этом значение нормальной реакции N (а следовательно, и силы $P_{сц}$) еще более уменьшается. В то же время потребная для движения сила тяги P_n вследствие необходимости преодоления появляющейся в этом случае скатывающей силы должна увеличиться.

§ 3. ПЛАВУЧЕСТЬ

1. Основные определения. Запас плавучести

Плавучестью танка называется его способность плавать при определенном погружении в воду и заданной нагрузке.

Рассматривая танк как тело, частично погруженное в воду и находящееся в положении статического равновесия, на основании законов гидростатики можно установить следующие положения:

1. Вес танка G равен равнодействующей суммы противоположно направленных вертикальных составляющих сил гидростатического давления (рис. 230), что, согласно закону Архимеда, можно записать так:

$$G = V \gamma_B, \tag{274}$$

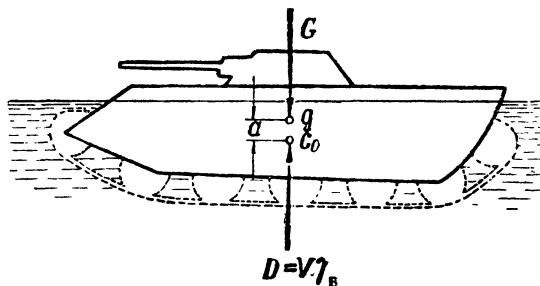
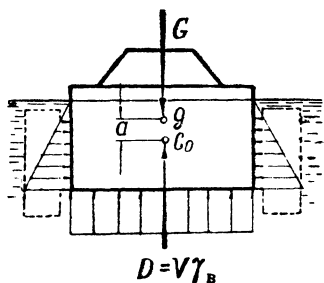


Рис. 230

здесь V — объем погруженных в воду частей танка, называемый объемным водоизмещением.

Величину $V\gamma_{\text{в}}$ называют силой плавучести, или поддерживающей силой, и обозначают буквой D ; таким образом, $D = V\gamma_{\text{в}}$.

2. Равнодействующая сил веса танка G , приложенная в его центре тяжести (точка g), и равнодействующая сила плавучести D , приложенная в центре тяжести объема погруженных в воду частей танка (точка C_0), называемым «центром величины» (Ц. В.), лежат на одной вертикали и направлены в противоположные стороны.

Для того чтобы при движении на плаву танк не зарывался носом в воду, так как это вызывает увеличение сопротивления движению и ухудшает обзорность механика-водителя, положению танка на воде придает небольшой наклон назад, или, как говорят, дифферент на корму, который достигает $2 \div 3^\circ$. Это осуществляется таким распределением весов и объемов танка, при котором в случае горизонтального положения танка центр величины располагается несколько ближе к носу, нежели центр тяжести. Тогда при погружении в воду действие на корпус танка момента от пары сил $G - D$ обеспечит требуемый дифферент на корму. Дифферент на корму также повышает устойчивость движения на курсе, уменьшая рысканье машины.

Линию соприкосновения корпуса танка с уровнем воды при полном боевом весе танка называют грузовой ватерлинией, а плоскость, проходящую через эту линию, плоскостью грузовой ватерлинии.

Важное значение для плавающих танков, как и для всех типов судов, имеет запас плавучести, т. е. то количество груза, которое может быть дополнительно принято до допустимого погружения в воду по условиям незатопления. В случае попадания воды внутрь корпуса через пробоины или вследствие какой-либо неисправности осадка танка увеличивается и он некоторое время может оставаться на плаву за счет запаса плавучести.

Запас плавучести характеризует также возможности использования плавающих танков в качестве транспортных средств для перевозки десанта, боеприпасов, различного вооружения (например, орудий) и других грузов. Запас плавучести определяется объемом водонепроницаемого корпуса танка выше грузовой ватерлинии и простирается, как правило, до крыши корпуса при условии герметизации люков и опоры башни. В этот объем, кроме основного корпуса, включаются и дополнительные водонепроницаемые надстройки.

Очевидно, что запас плавучести будет тем больше, чем больше расстояние от грузовой ватерлинии до крыши танка, за счет чего, казалось бы, его можно значительно увеличивать. Но такое решение ограничивается рядом других требований к танку как к боевой машине и в первую очередь требованием уменьшения высоты корпуса, вследствие чего обеспечение большего запаса плавучести плавающим танкам является сложной задачей.

Обычно запас плавучести составляет $15 \div 20\%$ боевого веса танка.

Для решения ряда практических вопросов, связанных с обеспечением плавучести и остойчивости танков на воде, необходимо знать положение грузовой ватерлинии, центра величины и центра тяжести этих машин.

2. Определение положения грузовой ватерлинии, центра величины и центра тяжести плавающего танка при проектировании

Внешние формы танков всех типов, в том числе и плавающих, можно считать симметричными относительно вертикально-продольной плоскости, делящей танк по длине на равные части, в которой, таким образом, находится центр величины, как центр тяжести погруженного в воду объема танка.

Если начало координат выбрать в точке пересечения оси ведущих колес с продольной плоскостью симметрии танка (рис. 231), то положение центра величины определится его координатами x_c и z_c , так как координата по поперечной оси y_c при этом равна нулю.

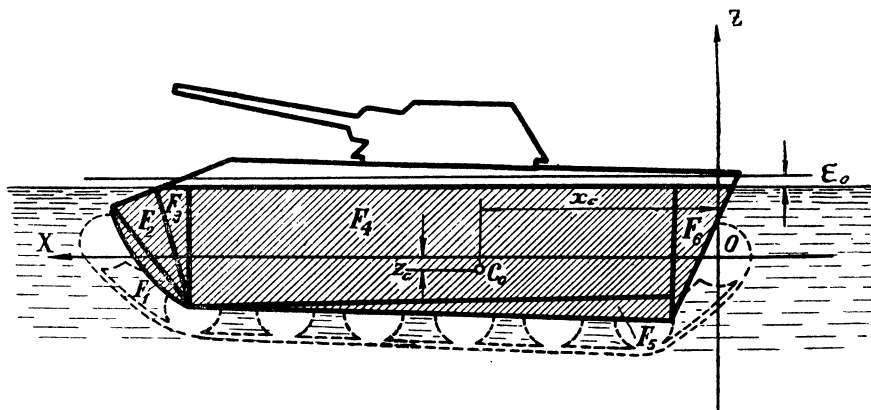


Рис. 231

Способы определения положения центра величины для тел сложной формы достаточно хорошо разработаны в теории корабля, ими и целесообразно пользоваться в случае необходимости.

Подводная часть корпуса танка часто имеет простую форму, поэтому при определении координат центра величины можно применять более простые способы.

Так, если ширина погруженной в воду части корпуса одинакова по всей длине танка, то центр величины (без учета объема, занимаемого деталями ходовой части) будет находиться в центре тяжести площади продольного сечения танка ниже грузовой ватерлинии.

Следовательно, прежде чем приступить к определению координат центра величины, необходимо установить положение грузовой ватерлинии. Для этого в масштабе вычерчивается продольное сечение корпуса танка (см. рис. 231), на котором после установления требуемого по условиям движения дифферента танка на корму и прикидочного расчета проводится в первом приближении начальная грузовая ватерлиния. После этого площадь продольного сечения корпуса танка ниже нанесенной грузовой ватерлинии разбивается на простые геометрические фигуры и вычисляются их площади $F_1, F_2, F_3, \dots, F_k$.

Объемное водоизмещение танка определится из соотношения (274), которое, в свою очередь, без учета объема, занимаемого деталями ходовой части, должно быть равным

$$V = BF_0,$$

где B — постоянная по длине танка внешняя ширина корпуса;

F_0 — площадь продольного сечения корпуса ниже начальной грузовой ватерлинии.

Очевидно, что

$$F_0 = \sum_{i=1}^{i=k} F_i.$$

Пусть положение начальной грузовой ватерлинии было определено неправильно и после подсчета площади F_0 оказалось, что произведение BF_0 не равно требуемому объемному водоизмещению танка V . Тогда во втором приближении положение новой грузовой ватерлинии определится прямой, проведенной параллельно начальной ватерлинии и отстоящей от нее на расстоянии толщины поправочного слоя ε_0

$$\varepsilon_0 = \frac{V - BF_0}{BL'}, \quad (275)$$

где L' — длина сечения корпуса танка по начальной ватерлинии.

Если $V > BF_0$, то новая грузовая ватерлиния проводится выше начальной, если $V < BF_0$, то — ниже.

Как правило, для практических расчетов при проектировании второе приближение оказывается вполне достаточным.

В той стадии проектирования, когда определяется положение грузовой ватерлинии, уже с достаточной точностью можно оценить объем погруженных в воду деталей ходовой части. В самом грубом приближении это можно сделать, пользуясь статистическими данными по доли веса деталей ходовой части в полном весе машины по известным выполненным конструкциям танков. Уточнение в основном должно быть произведено в отношении конструкции опорных катков, имеющих иногда у плавающих машин специфическую форму.

Поскольку расположение деталей ходовой части можно считать симметричным по бортам танка и равномерно распределенным по длине корпуса, влияние их водоизмещения на положение грузовой ватерлинии скажется уменьшением подсчитанной выше толщины поправочного слоя ε_0 на величину

$$\varepsilon' = \frac{V_{x.ч}}{BL'}$$

где $V_{x.ч}$ — объем погруженных в воду деталей ходовой части танка.

Последнюю формулу целесообразно объединить с формулой (275) и при уточнении положения грузовой ватерлинии сразу определять толщину поправочного слоя с учетом объема деталей ходовой части

$$\varepsilon = \frac{V - BF_0 - V_{x.ч}}{BL'}. \quad (275a)$$

После того, как установлено положение грузовой ватерлинии, по чертежу уточняются новые значения элементарных площадей $F_1, F_2, F_3, \dots, F_k$, находятся центры тяжести этих фигур и определяются их расстояния $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$ и $z_1, z_2, z_3, \dots, z_k$ до выбранных координатных осей. Затем, из условий равенства статических моментов составляющих площадей моменту суммарной площади относительно поперечной оси определяются координаты центра величины

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} F_i x_i}{\sum_{i=1}^{i=k} F_i};$$

$$z_c = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} F_i z_i}{\sum_{i=1}^{i=k} F_i}.$$

Подсчет веса и определение координат центра тяжести танка является весьма трудоемкой работой, так как при этом необходимо знать веса многочисленных составляющих элементов танка и положения их центров тяжести. Для упрощения расчетов веса отдельных узлов конструкций, механизмов, оборудования и броневой защиты, в соответствии с расположением на танке, сводят в группы ($G_1, G_2, G_3, \dots, G_k$) и определяют расстояния их центров тяже-

сти от осей X и Z выбранной системы координат. После этого из уравнений моментов сил веса $G_1, G_2, G_3, \dots, G_k$ относительно поперечной оси, проходящей через начало координат, составленных в одном случае при вертикальном действии этих сил и в другом случае — при повороте их на 90° , находят искомые координаты центра тяжести танка

$$x_g = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} G_i x_i}{\sum_{i=1}^{i=k} G_i};$$

$$z_g = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} G_i z_i}{\sum_{i=1}^{i=k} G_i}.$$

В этих выражениях

$$\sum_{i=1}^{i=k} G_i = G,$$

где G — боевой вес танка.

Для того чтобы на плаву отсутствовал боковой крен, необходимо также проверить соблюдение условия расположения центра тяжести танка в продольной плоскости симметрии, полагая, что сумма моментов сил веса элементов танка, находящихся слева от продольной оси X , должна быть равна сумме моментов сил веса, находящихся от нее справа.

Если получится расхождение, то его следует устранить соответствующим перераспределением весов или их расстояний относительно продольной плоскости симметрии танка.

Как уже указывалось ранее, для обеспечения заданного дифферента танка на корму (после его погружения по грузовую ватерлинию) необходимо выполнить требование по расположению центра тяжести и центра величины на одной вертикали. Это условие будет соблюдено, когда после определения координат центра тяжести и центра величины окажется, что

$$x_c = x_g.$$

Если в результате проведенных расчетов обнаружится отклонение взаимного положения центра тяжести и центра величины от поставленного условия, то оно устраняется путем изменения положения весов и объемов элементов танка в продольном направлении.

§ 4. ОСТОЙЧИВОСТЬ

1. Основные определения

Остойчивостью плавающего танка называется его способность при отклонении от положения равновесия и предоставлении самому себе вновь возвращаться в равновесное положение после устранения причины, вызвавшей отклонение.

Остойчивость танка может быть продольная — при продольном наклонении танка, называемом также дифферентом, и поперечная — при поперечном наклонении или при крене.

Если кренящий или дифференцирующий момент нарастает постепенно, не вызывая при вращательном движении танка появления углового ускорения и развития инерционных сил, то остойчивость, проявляющаяся при таком наклонении танка, считается статической.

При внезапном действии кренящего или дифференцирующего момента, сопровождающемся появлением сил инерции, работа, затрачиваемая на наклонение танка и равная произведению момента на изменение угла наклонения, помимо преодоления работы восстановления момента, идет на сообщение танку углового ускорения. Остойчивость, проявляющаяся при таком наклонении танка, носит название динамической.

Кроме того, при изучении остойчивости принято различать остойчивость на малых углах наклонения, при которых практически можно пользоваться зависимостями, полученными для бесконечно малых углов наклонения, и остойчивость на больших углах наклонения, когда этими зависимостями пользоваться нельзя и действуют иные закономерности.

2. Остойчивость танка при малых углах наклонения

Допустим, что танк (рис. 232, *a*) получил крен на некоторый угол θ , тогда его теоретическая грузовая ватерлиния примет положение AB , с уровнем же воды танк будет пересекаться по плоскости A_1B_1 , называемой плоскостью действующей ватерлинии.

Поскольку подводный объем танка изменил свою форму вследствие наклонения, то центр величины (Ц. В.) не останется в точке C_0 , а переместится в сторону крена в некоторую точку C_1 ; центр же тяжести танка останется по-прежнему в точке g .

В точках g и C_1 приложены действующие вертикально, но в противоположных направлениях, равные по величине силы: G — вес танка и D — поддерживающая сила. Силы G и D при крене танка создают пару сил с плечом gK .

Эта пара сил стремится вернуть танк в первоначальное положение равновесия. Такое положение танка будет устойчивым, или, как говорят, танк остойчив.

Если бы точка C_1 при наклонении танка занимала относительно точки g положение, показанное на рис. 232, *б*, то пара сил $G—D$

стремилась бы еще более отклонить танк в сторону крена — танк был бы неустойчив. Таким образом, изучение остойчивости сводится к изучению относительного положения центра тяжести танка и центра величины при наклонениях танка. Оказывается, что вместо нахождения положений переменной точки C_1 , рассмотрение остойчивости при малых наклонениях танка можно производить по положению постоянной точки, называемой метацентром, что значительно упрощает исследование остойчивости в этих случаях.

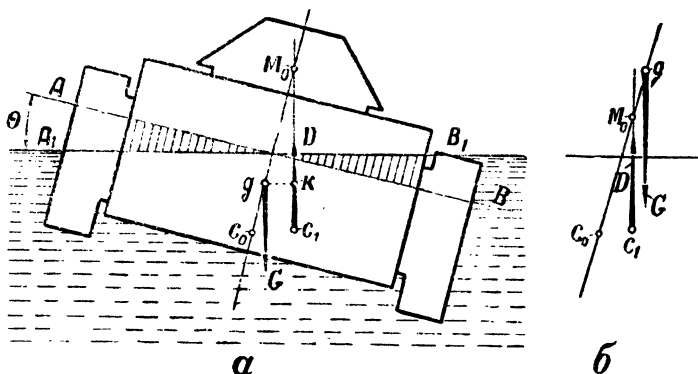


Рис. 232

Для низкобортовых судов, какими являются плавающие танки, «малыми наклонениями» (когда положение метацентра можно считать постоянным) будут такие, при которых при крене кромка крыши еще не начинает уходить под воду.

На рис. 233 показано положение танка при боковом крене на небольшой угол θ , при котором клиновидный объем dV_1 , вышедший из воды, равен клиновидному объему dV_2 , вошедшему в воду, т. е. наклон танка не сопровождается одновременным погружением или всплытием его на некоторую величину. Как уже отмечалось, вследствие изменения формы погруженной в воду части танка центр тяжести объема подводной части, т. е. центр величины, переместится в сторону крена из точки C_0 в точку C_1 . При этом нормальные к плоскостям ватерлиний (первоначальной и новой) направления равнодействующей сил плавучести D , приложенной до и после наклонения соответственно в точках C_0 и C_1 , пересекутся в точке M_0 , называемой метацентром. Вследствие малости угла θ хорда и дуга кривой перемещения центра величины C_0C_1 могут быть приняты равными между собой, а равные отрезки M_0C_0 и M_0C_1 , являющиеся радиусами кривой перемещения центра величины, обозначаются через ρ_0 , который называется метацентрическим радиусом.

Таким образом, метацентр есть точка пересечения двух смежных направлений силы плавучести (поддерживающей силы) $D = V\gamma_B$ при бесконечно малом наклонении танка.

Метацентрический радиус есть радиус кривизны траектории центра величины плавающего танка при бесконечно малом его наклонении.

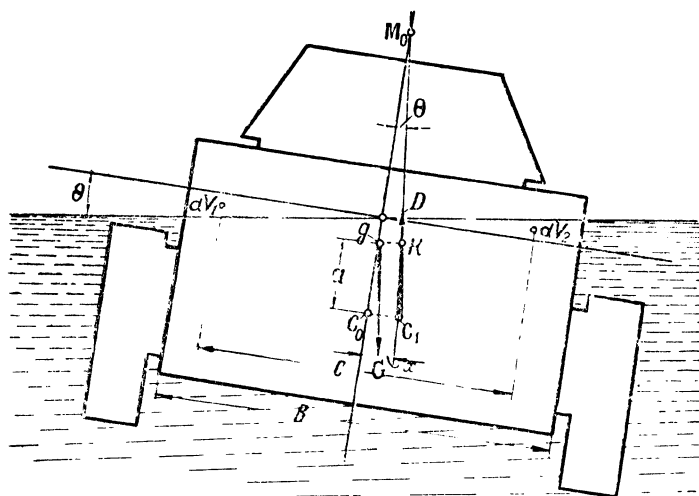


Рис. 233

Итак, при малых углах наклона танка

$$\rho_0 = \frac{C_0 C_1}{\theta}.$$

В то же время при боковом крене танка на угол θ и неизменном водоизмещении V_0 между перемещением центра величины клиновидного объема dV на расстояние c и перемещением в связи с этим общего центра величины танка C_0 на расстояние x (см. рис. 233) можно написать следующую зависимость:

$$x = \frac{cdV}{V_0},$$

где dV — элементарный клиновидный объем корпуса танка; $dV = dV_1 = dV_2$.

Поскольку

$$c = \frac{2}{3} B,$$

а

$$dV = \frac{B^2 L_0 \theta}{8},$$

где L_0 — длина сечения корпуса по грузовой ватерлинии, то принимая $C_0 C_1 \approx x$, окончательно получим

$$\rho_0 = \frac{B^3 L_0}{12 V_0} = \frac{I_{x_0}}{V_0}.$$

В последнем выражении:

I_{x_0} — момент инерции площади грузовой ватерлинии относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести этой площади;

V_0 — объем подводной части танка (принимаемый в дальнейшем постоянным), выраженный в тех же единицах длины, в которых выражен момент инерции I_{x_0} .

Таким образом, значение метацентрического радиуса легко вычислить, если имеется очертание ватерлинии при нормальном погружении танка и известно объемное водоизмещение танка при осадке его по эту ватерлинию. Заметим, что при изменении осадки танка изменятся и величина метацентрического радиуса ρ_0 .

Рассматривая точно так же продольную остойчивость танка, получим значение метацентрического радиуса при дифферентах танка

$$R_0 = \frac{I_{y_0}}{V_0},$$

где I_{y_0} — момент инерции площади ватерлинии относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести этой площади.

Зная значения метацентрических радиусов ρ_0 и R_0 , а также считая, что положение центра тяжести танка (точка g) известно, как и положение центра величины при прямом плавании танка (точка C_0), и пользуясь рис. 233, можно написать условия равновесия танка при поперечном и аналогично при продольном его наклонениях на углы θ и ψ

$$\left. \begin{aligned} M_{кр} &= D(\rho_0 - a) \sin \theta \\ M_{лиф} &= D(R_0 - a) \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (276)$$

Выражения (276) называются метацентрическими формулами начальной остойчивости при поперечном и продольном наклонениях.

Вследствие малости углов θ и ψ синусы этих углов можно заменять их значениями в радианах.

Пользование метацентрическими формулами начальной остойчивости равносильно допущению, что направление поддерживающей силы D постоянно проходит через метацентр и, следовательно, точку приложения этой силы можно перенести из переменной точки C_1 в постоянную M_0 . В формулах (276) выражение $(\rho_0 - a) \sin \theta$, равное плечу gK пары сил $G-D$ (см. рис. 233), носит название плеча поперечной статической остойчивости, а соответствующее выражение $(R_0 - a) \sin \psi$ — плеча продольной статической остойчивости.

Величина a есть расстояние центра тяжести танка от его центра величины при начальном (прямом) положении танка.

Правые части уравнений (276) называются восстанавливающими моментами остойчивости и являются производением весового водоизмещения танка на плечо остойчивости.

Величины $(\rho_0 - a)$ и $(R_0 - a)$, представляющие собой возвышения поперечного и продольного метацентров над центром тяжести, называются поперечной и продольной метацентрическими высотами.

Из выражения $M_{кр} = D(\rho_0 - a) \sin \theta$ можно видеть (см. рис. 233), что условием поперечной остойчивости танка является $\rho_0 > a$, т. е. малый (поперечный) метацентр располагается выше центра тяжести танка.

В данном случае (при наклонении танка из положения равновесия под действием кренящего момента) момент пары сил остойчивости имеет направление, противоположное направлению кренящего момента.

Таким образом, танк, находясь в устойчивом положении равновесия, после вывода его из этого положения вновь возвращается к нему. При $\rho_0 < a$, т. е. когда центр тяжести лежит выше метацентра, танк будет нестойчивым в поперечном направлении. При $\rho_0 = a$ остойчивость танка является нулевой.

Аналогичные рассуждения справедливы также при рассмотрении остойчивости танка в продольной плоскости. Заметим лишь, что величина R_0 много больше значения ρ_0 , а это значит, что продольная остойчивость танка всегда выше его поперечной остойчивости.

3. Остойчивость танка при больших углах наклона

Для небольших углов крена формула начальной статической остойчивости была выведена при следующих допущениях:

- кривая центров величины есть дуга окружности радиуса ρ_0 ;
- поперечный метацентр M_0 сохраняет свое постоянное положение;
- равнообъемные ватерлинии пересекаются по прямой, проходящей через их центры тяжести.

Эти допущения оказываются неприемлемыми при больших углах наклона для всех типов судов, в том числе и для плавающих танков, борта которых имеют над ватерлинией небольшую высоту.

Дело в том, что по мере наклона танка на большие углы крена величина метацентрического радиуса $\rho_0 = \frac{I_{x_0}}{V_0}$ изменяется

и, следовательно, центр величины при таком наклонении будет перемещаться уже не по дуге круга постоянного радиуса, а по некоторой кривой. При этом будет перемещаться в пространстве и положение метацентра.

В данном случае действительное перемещение центра величины и действительное положение поперечного метацентра необходимо

рассматривать при погружении или подъеме плавающего танка при кренах, если объемы, вышедшие из воды, например, слева от продольной плоскости симметрии, больше или меньше тех объемов корпуса танка, которые при его крене погрузились в воду справа от этой плоскости. Поэтому для больших углов крена необходимо вывести новую зависимость плеча статической поперечной остойчивости. На рис. 234 показано положение танка при крене на большой

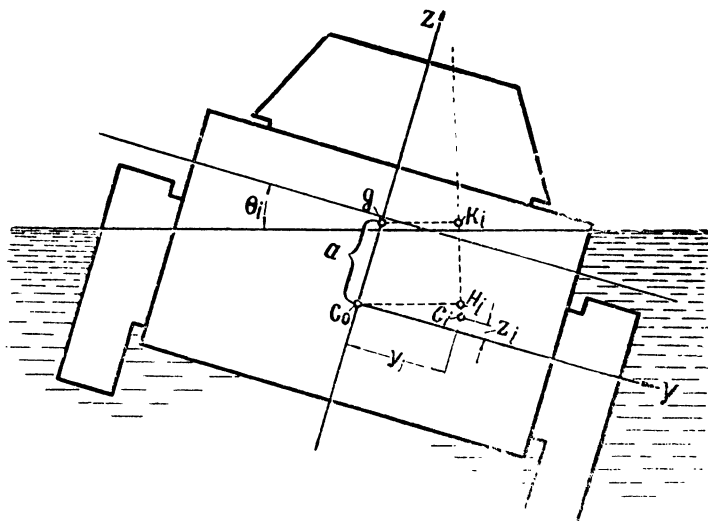


Рис. 234

угол θ_i , при котором центр величины будет находиться в точке C_i с координатами y_i и z_i относительно осей Y и Z , жестко связанных с корпусом танка и с началом координат в центре величины прямого положения танка. Плечо восстанавливающей пары при крене будет равно

$$l_i = gK_i = C_0 H_i - a \sin \theta_i = y_i \cos \theta_i + z_i \sin \theta_i - a \sin \theta_i. \quad (277)$$

Поскольку величина a — расстояние от центра величины при прямом положении танка до центра тяжести — является постоянной, то, если для каждого значения угла θ_i найти соответствующие координаты центра величины y_i и z_i , можно будет определить плечо восстанавливающей пары (плечо статической остойчивости), а следовательно, и восстанавливающий момент остойчивости.

Значения координат y_i и z_i для каждого наклона танка на угол θ_i могут быть выражены через величину метацентрического радиуса, равного

$$\rho_i = \frac{I_{x_i}}{V_0},$$

где I_{x_i} — момент инерции площади действующей (при угле θ_i) ватерлинии относительно оси, перпендикулярной к плоскости наклонения и проходящей через центр тяжести площади данной ватерлинии.

Водоизмещение танка при всех наклонениях считаем постоянным, т. е. $V_0 = \text{const}$.

Найдем выражение метацентрического радиуса ρ_i при наклонении танка на угол θ_i .

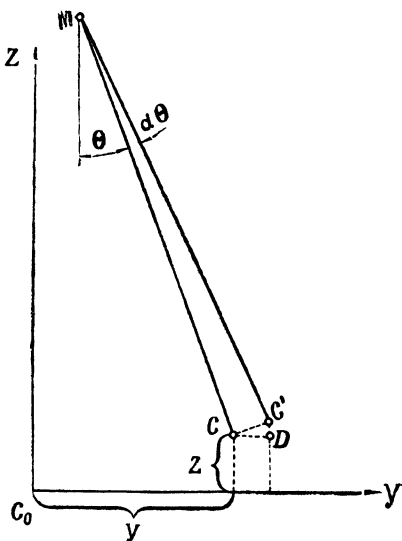


Рис. 235

На рис. 235 точка C обозначает центр величины, соответствующий наклонению танка на угол θ , точка C' — центр величины, соответствующий наклонению на угол $\theta + d\theta$, а точка M — положение метацентра. Расстояние CM равно метацентрическому радиусу ρ . Тогда, поскольку угол $C'CD = \theta$, имеем:

$$CD = dy = CC' \cos \theta;$$

$$DC' = dz = CC' \sin \theta,$$

но

$$CC' = CM d\theta = \rho d\theta,$$

отсюда

$$dy = \rho \cos \theta d\theta;$$

$$dz = \rho \sin \theta d\theta.$$

Интегрируя и учитывая, что при выбранной системе координат при $\theta = 0$ $y = z = 0$, получим

$$\left. \begin{aligned} y &= \int_0^{\theta} \rho \cos \theta d\theta \\ z &= \int_0^{\theta} \rho \sin \theta d\theta \end{aligned} \right\} \quad (278)$$

где

$$\rho = \rho_i = \frac{I_{x_i}}{V_0}.$$

Непосредственно проинтегрировать уравнения (278) нельзя, поскольку неизвестна аналитическая зависимость $\rho = f(\theta)$. Поэтому интегрирование производят графическим или численным методом, при котором пользуются методом трапеций¹.

Определение остойчивости танка, как низкобортного судна, осложняется еще и тем, что при больших наклонениях клиновые объемы частей корпуса, вошедших и вышедших из воды, не равны между собой, вследствие чего происходит всплытие или погружение танка на величину ε .

При этом центр тяжести площади ватерлинии смещается от продольной плоскости симметрии на величину η (рис. 236). Таким образом, прежде чем определить значения метацентрических радиусов ρ_i , нужно найти толщины поправочных слоев ε_i и смещения центров тяжести площади ватерлинии η_i для каждого угла наклона θ_i , что делается в такой последовательности:

1. Через точку O (рис. 237) проводят наклонные ватерлинии для каждого значения угла θ_i (на рисунке сделано построение для одного произвольного значения угла θ_i) и определяют для них толщину поправочного слоя ε_i , что позволяет для каждого случая определить действующую ватерлинию. Очевидно, что искомая действующая ватерлиния для каждого угла наклона θ_i будет параллельна начальной ватерлинии, проведенной через точку O . пройдет от нее на расстоянии

$$\varepsilon_i = \frac{V_{1_i} - V_{2_i}}{S_i}$$

и притом ниже, если $(V_{1_i} - V_{2_i}) > 0$, и выше, если $(V_{1_i} - V_{2_i}) < 0$, где $(V_{1_i} - V_{2_i})$ — разность вошедшего и вышедшего из воды клиновых объемов корпуса, а S_i — площадь вспомогательной ватерлинии, проведенной через точку O .

¹ Последовательность действий по определению значений y_i и z_i этим методом можно проследить на примере заполнения таблицы, рекомендованной для этой цели акад. А. Н. Крыловым [15].

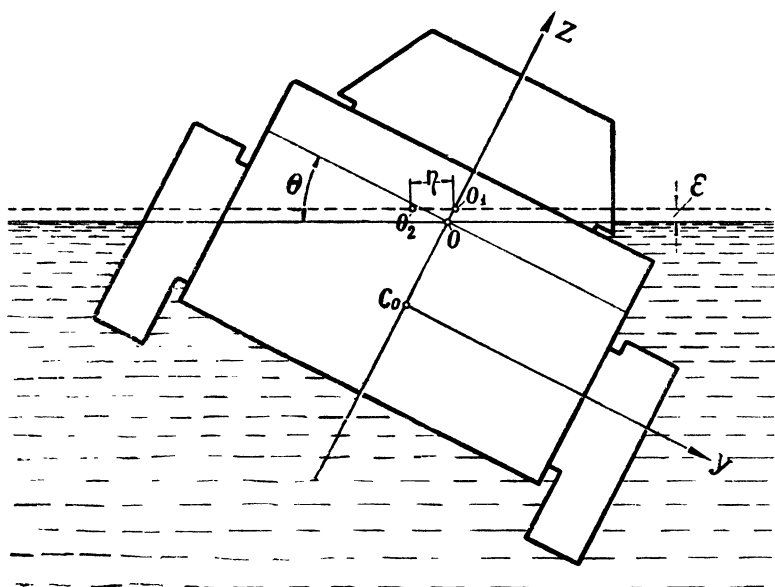


Рис. 236

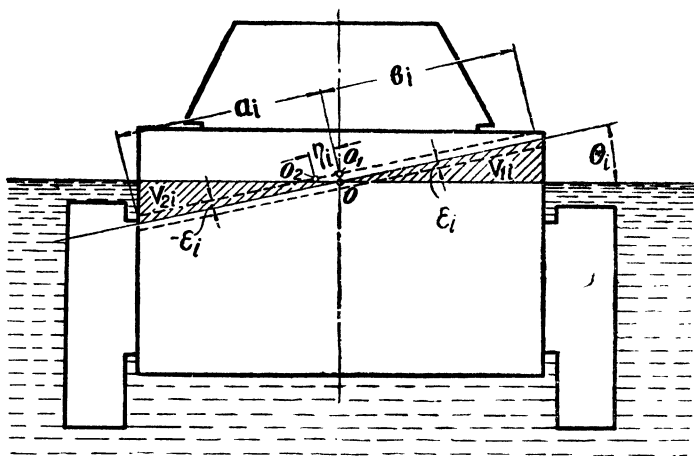


Рис. 237

При простой форме корпуса плавающего танка для вычисления толщин поправочного слоя можно пользоваться элементарными формулами, исходя из геометрических размеров чертежа поперечного сечения танка.

В случае же сложной формы корпуса надо пользоваться способами, излагаемыми в курсах теории корабля.

2. Определив для значения угла наклона танка θ_i величину толщины поправочного слоя ε_i , проводят действующую ватерлинию, для которой находят расстояние η_i от центра тяжести ее площади до продольной плоскости симметрии танка

$$\eta_i = \frac{M_{1i} - M_{2i}}{S_i},$$

где M_{1i} — статический момент части площади действующей ватерлинии справа от оси, перпендикулярной к плоскости чертежа и проходящей через точку O_1 ;

M_{2i} — статический момент части площади действующей ватерлинии слева от этой же оси;

S_i — площадь действующей ватерлинии.

При сложной форме площади ватерлинии танка, обозначая через a_i выходящие ординаты наклонной на угол θ_i площади действующей ватерлинии и через b_i — входящие, в общем виде значение η_i может быть определено таким образом:

$$\eta_i = \frac{\frac{1}{2} \int_{-L'}^{+L'} (a_i^2 - b_i^2) dx}{\int_{-L'}^{+L'} (a_i + b_i) dx},$$

где L' — длина корпуса танка по действующей ватерлинии;

$$\int_{-L'}^{+L'} (a_i + b_i) dx = S_i.$$

В тех случаях, когда плавающие танки имеют постоянную ширину корпуса по его длине, значение η_i может быть определено по простой формуле

$$\eta_i = \frac{a_i - b_i}{2}.$$

Зная положение центра тяжести площади действующей ватерлинии, определяют момент инерции этой площади I_{x_i} относительно продольной оси, проходящей через ее центр тяжести, что позволяет найти значение метацентрического радиуса ρ_i при наклонении танка на угол θ_i , т. е.

$$\rho_i = \frac{I_{x_i}}{V_0}.$$

Определив значения метацентрических радиусов плавающего танка при различных углах крена $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ и т. д., взятых последовательно через равное число градусов, пользуясь зависимостями (278) и (277) находят l_i — плечи восстанавливающих при крене моментов. При выполнении данных подсчетов удобно пользоваться предложенным акад. А. Н. Крыловым [15] способом последовательного заполнения специальной таблицы.

В случае необходимости аналогичным образом можно определить плечи восстанавливающих моментов при исследовании продольной остойчивости танка на больших углах наклона.

4. Диаграмма статической остойчивости (диаграмма Рида)

Зная величину плеч остойчивости при различных углах наклона танка $l_i = y_i \cos \theta_i + z_i \sin \theta_i - a \sin \theta_i$, можно построить график функции $l = f(\theta)$ в прямоугольной системе координатных осей (рис. 238), который называется диаграммой статической остойчивости.

Поскольку восстанавливающие моменты остойчивости равны

$$M_{\text{ост}} = Dl,$$

где D — весовое водоизмещение танка (величина постоянная), то этот график одновременно (в другом масштабе по оси ординат) является зависимостью восстанавливающего момента танка от угла крена.

При статическом действии заданного кренящего момента, имеющего постоянное значение $M_{\text{кр}}$, на рис. 238 можно получить два угла статического равновесия θ_1 и θ_2 , при которых $M_{\text{кр}} = M_{\text{ост}}$. Первый, меньший угол, определяемый по восходящей ветви кривой, соответствует устойчивому положению равновесия. Отклоняясь из данного положения на малый угол $d\theta$ как вправо, так и влево, танк всегда будет стремиться вновь вернуться в это положение. На нисходящей ветви кривой накрененный танк занимает неустойчивое положение, при выводе из которого на угол $d\theta$ он к нему не возвращается. При отклонении влево танк будет стремиться вернуться в первоначальное устойчивое положение, при отклонении вправо танк опрокинется, так как восстанавливающий момент меньше кренящего. Поэтому для статической остойчивости

танка представляет интерес только восходящая ветвь кривой статической остойчивости.

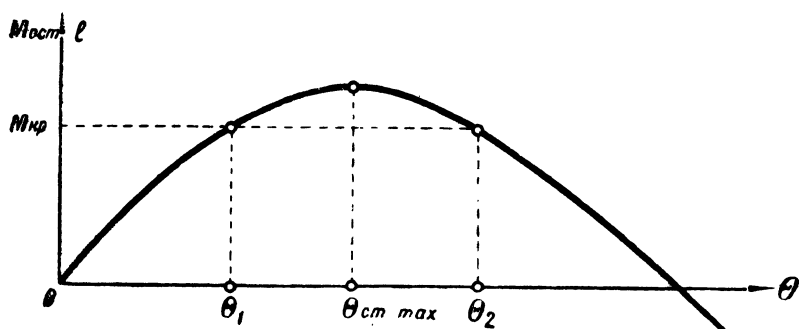


Рис. 238

5. Динамическая остойчивость

Если к танку приложить пару, момент которой с самого начала имеет конечную величину $M_{кр}$, то танк начнет крениться и приобретать угловую скорость, которая будет увеличиваться, пока момент кренящей пары не станет равным восстанавливающему моменту остойчивости, что соответствует точке *A* на рис. 239, на котором приведена диаграмма статической остойчивости танка.

Таким образом, танк придет в положение равновесия (при котором кренящий и восстанавливающий моменты равны), имея некоторую угловую скорость, поэтому он пройдет это положение равновесия и крен его будет продолжаться. Вследствие того, что при дальнейшем наклонении танка восстанавливающий момент больше кренящего, угловая скорость танка будет уменьшаться и станет равной нулю тогда, когда работа восстанавливающей пары поглотит (помимо преодоления работы от продолжающегося действия момента кренящей пары) всю ту живую силу, которую приобрел танк за первую половину размаха, т. е. до равенства кренящего и восстанавливающего моментов.

Определим тот динамический угол крена $\theta_{дин}$, до которого внезапно приложенный кренящий момент $M_{кр}$ наклонит танк. Так как кренящий $M_{кр}$ и восстанавливающий $M_{ост}$ моменты имеют противоположные знаки, то, очевидно, угловая скорость танка станет равной нулю при равенстве работ этих моментов.

На основании сказанного можно написать равенство работ

$$\int_0^{\theta_{дин}} M_{ост} d\theta = \int_0^{\theta_{дин}} M_{кр} d\theta.$$

Если кренящий момент является величиной постоянной, то последнее равенство примет вид

$$\int_0^{\theta_{\text{дин}}} M_{\text{ост}} d\theta = M_{\text{кр}} \theta_{\text{дин}}.$$

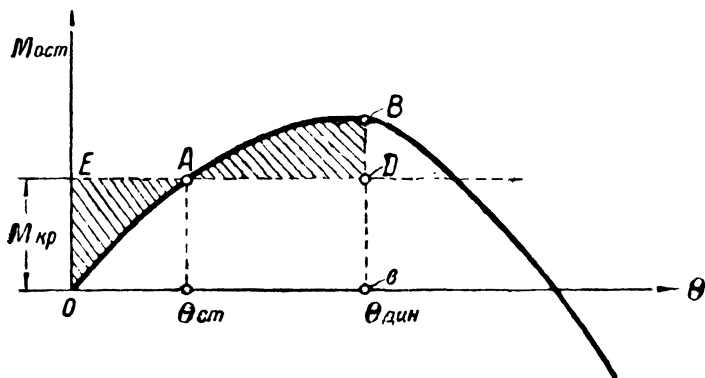


Рис. 239

На диаграмме статической остойчивости (см. рис. 239) работа восстанавливающего момента до угла крена $\theta_{\text{дин}}$, согласно выражению этого момента, будет равна площади, ограниченной кривой остойчивости, ординатой к кривой при угле $\theta_{\text{дин}}$ и осью абсцисс. Поэтому значение угла динамической остойчивости танка $\theta_{\text{дин}}$ при динамическом действии постоянного кренящего момента $M_{\text{кр}}$ определится равенством заштрихованных площадей, так как при этом площадь $DEOb$, равная работе кренящей пары $A_{\text{кр}} = M_{\text{кр}} \theta_{\text{дин}}$, по условию равна площади $OABb$, представляющей собой работу восстанавливающего момента остойчивости $A_{\text{ост}}$. Очевидно, угол статической остойчивости $\theta_{\text{ст}}$ будет всегда меньше угла динамической остойчивости $\theta_{\text{дин}}$, определяемого равенством работ: $A_{\text{кр}} = A_{\text{ост}}$.

Таким образом, величину угла $\theta_{\text{дин}}$ можно определить по диаграмме статической остойчивости, но это довольно затруднительно. Поэтому, пользуясь диаграммой статической остойчивости, строят диаграмму динамической остойчивости, которая по отношению к первой представляет собой интегральную кривую, т. е. кривую работы восстанавливающего момента остойчивости.

При построении диаграммы динамической остойчивости на диаграмме статической остойчивости проводят ряд равноотстоящих ординат в масштабе моментов (или берут соответствующие значения плеч статической остойчивости, подсчитанные при построении диаграммы статической остойчивости, и умножают их на величину весового водоизмещения $D = G$) и, пользуясь правилом

трапеций, вычисляют ординаты диаграммы динамической устойчивости по форме, приведенной в табл. 19, в которой расстояние между ординатами $\Delta\theta$ выражается в радианах.

Таблица 19.

I	II	III	IV	V
Углы крена θ	Восстанавливающие моменты устойчивости $M_{ост}$	Суммы II попарно	Суммы III сверху (нарастающим итогом)	Ординаты диаграммы динамической устойчивости $(IV) \cdot \frac{\Delta\theta}{2}$

После заполнения табл. 19 по полученным в ней данным строят диаграмму динамической устойчивости, приведенную на рис. 240.

Для нахождения угла динамического крена танка на диаграмме динамической устойчивости наносят график работы заданного постоянного кренящего момента $M_{кр}$. Это будет прямая, соединяющая начало координат с концом ординаты, равной $M_{кр}$ и отложенной из угла θ , равного радиану, т. е. $57,3^\circ$ (см. рис. 240), так как при $\theta = 1$ работа кренящего момента $A_{кр} = M_{кр} \cdot 1$.

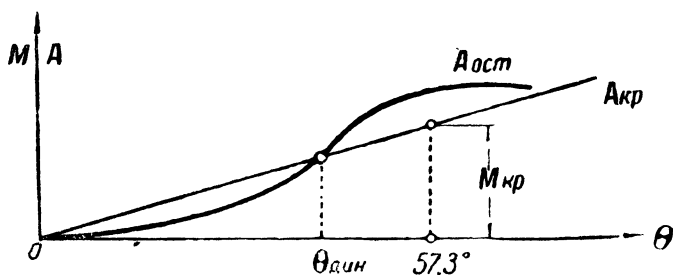


Рис. 240

Пересечение этой прямой с диаграммой динамической устойчивости определит искомый угол $\theta_{дин}$, до которого внезапно приложенный момент $M_{кр}$ наклонит танк, так как в точке пересечения работы кренящего и восстанавливающего моментов равны.

Величину предельного внезапно приложенного постоянного момента, при котором танк опрокинется, можно определить, если из начала координат провести касательную к кривой динамической устойчивости (рис. 241). Тогда ордината $M_{крmax}$ при абсциссе

$\theta = 57,3^\circ$ даст величину искомого момента, а абсцисса точки касания — угол крена $\theta_{\text{дин макс}}$.

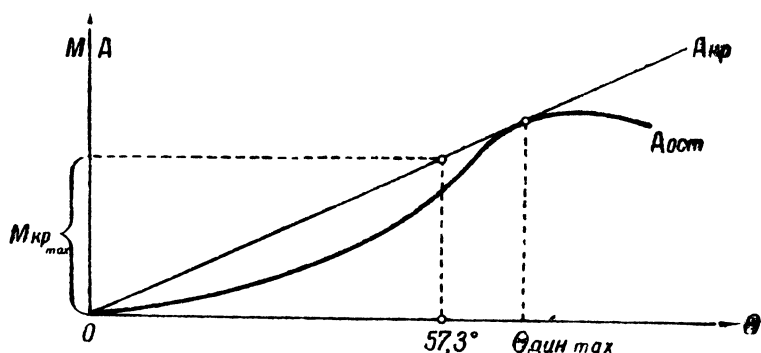


Рис. 241

§ 5. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ ТАНКА

Резкое возрастание сопротивления воды движению танка на плаву с увеличением скорости препятствует достижению высокой скорости, необходимой для успешного решения различных задач во время боевых действий.

В этом отношении исследование сопротивления движению танка на плаву является весьма важным, так как оно позволит не только оценить величину сопротивления, равного потребной силе тяги, развиваемой водным двигателем при данной скорости, но и выяснить факторы, от которых зависит сопротивление движению, и тем самым определить возможные пути его снижения.

Сопротивление движению плавающего тела со стороны воды может быть представлено в виде следующих составляющих:

1. Сопротивления трения, возникающего вследствие сил трения между смоченной поверхностью плавающего танка и жидкостью и обусловленного вязкостью жидкости.

2. Сопротивления формы, представляющего собою разность действующих в направлении движения тела давлений воды на его носовую и кормовую части.

Данный вид сопротивления движению обуславливается свойствами вязкости жидкости. А так как в вязкой жидкости возникновение такого различия в давлениях на разные части плавающего тела определяется формой тела, то этим и объясняется название данного вида сопротивления. Физическая сущность этого сопротивления состоит в образовании за плавающим телом области пониженного давления и в возникновении завихрений, вследствие чего этот вид сопротивлений называют иногда вихревым.

3. Волнового сопротивления, вызванного затратой части энергии при обеспечении движения плавающего тела по свободной поверхности воды на образование волн. Свойством жидкости, порождающим волновое сопротивление, является весомость.

Таким образом, сопротивление воды движению танка при плавании его на свободной поверхности состоит из трех составных частей

$$R_w = R_f + R_c + R_{вол},$$

где R_f — сопротивление трения;
 R_c — сопротивление формы (вихревое);
 $R_{вол}$ — волновое сопротивление.

Наиболее изученным видом сопротивлений является сопротивление трения. Оно пропорционально смоченной поверхности плавающего тела, зависит от шероховатости этой поверхности и возрастает по нелинейной зависимости с увеличением скорости движения.

Сопротивление формы для судов, имеющих плохо обтекаемые формы, к которым можно отнести и плавающие танки, составляет основную часть полного сопротивления движению и в еще большей степени, нежели сопротивление трения, возрастает с увеличением скорости.

Поэтому приданию обтекаемой формы танку на плаву должно быть уделено серьезное внимание при решении задачи повышения его скорости движения в данных условиях.

Волновое сопротивление, так же как и два других вида сопротивлений, зависит от скорости движения. На величину волнового сопротивления оказывает влияние отношение ширины плавающего танка к его осадке. Так, уменьшение ширины за счет увеличения осадки (при постоянном водоизмещении и постоянной длине), обычно способствует уменьшению волнового сопротивления.

Если сопротивление R_f для корпуса танка может быть определено (с достаточной степенью точности) расчетом при помощи зависимостей, полученных в результате многочисленных испытаний различных типов судов, то остальные виды сопротивлений (R_c и $R_{вол}$) даже в корабельной практике, как правило, определяются путем модельных испытаний. Вследствие же большого различия между формами судов и плавающих танков полученные для судов зависимости для R_c и $R_{вол}$ только в самом грубом приближении могут быть использованы при определении этих сопротивлений для танков.

Кроме того, применяемые в судостроении формулы по определению R_f , R_c и в целом R_w учитывают в основном сопротивление так называемого голого корпуса, т. е. корпуса судна без выступающих частей, поскольку для обычных судов сопротивления выступающих частей (рулей, кронштейнов, гребных валов и т. д.) составляют небольшую величину от общего сопротивления корпуса. У плавающих же танков наличие гусеничного движителя с весь-

ма несовершенной в отношении обтекаемости формой приводит к тому, что сопротивления выступающих частей могут составлять более половины общего сопротивления. В связи с этим иногда общее сопротивление движению танка на плаву подсчитывают расчлененно, а именно: пользуясь зависимостями по сопротивлению судов, типы которых по своим формам наиболее приближаются к танкам, определяют сопротивление корпуса танка и отдельно, на основании результатов ранее проведенных испытаний плавающих гусеничных машин, подсчитывают сопротивление ходовой части танка.

При расчетах по такому методу для подсчета сопротивлений корпуса танка может быть рекомендована формула Карапетова, полученная для тупоносых судов со слабо скругленными формами,

$$R_{wк} = R_f + R_c = fSv^{1,83} + \varphi S_0 v^{2,5}, \quad (279)$$

где R_f — сопротивление трения в кг;

R_c — сопротивление формы в кг;

f — коэффициент трения, принимаемый в этой формуле равным $f = 0,17$;

S — смоченная поверхность корпуса в m^2 ;

v — относительная скорость танка в м/сек;

S_0 — площадь поперечного сечения в наиболее широкой части корпуса ниже грузовой ватерлинии (погруженная в воду площадь миделевого сечения) в m^2 ;

φ — коэффициент формы, изменяющийся в зависимости от формы корпуса в пределах $\varphi = 12 \div 20$.

Сопротивление ходовой части танка на плаву (при неподвижных гусеницах) можно подсчитать по формуле, предложенной проф. Н. С. Ветчинкиным, которая по своей структуре аналогична зависимости (279), но имеет другие значения расчетных коэффициентов

$$R_{w_{х.ч}} = f' S' v^{1,83} + \varphi' S'_0 v^{2,5},$$

где $f' = f + \varepsilon = 0,17 + 0,5 = 0,67$ (ε — надбавка на шероховатость);

S' — смоченная поверхность гусениц в m^2 ;

φ' — постоянный коэффициент, принимаемый при подсчете сопротивления формы гусеничного движителя равным $\varphi' = 57,1$;

S'_0 — площадь миделевого сечения по гусеницам в m^2 .

Таким образом, общее сопротивление танка на плаву будет

$$R_w = R_{wк} + R_{w_{х.ч}}$$

Поскольку формы погруженных в воду частей корпусов современных плавающих танков, как и агрегатов их ходовой части, отличаются незначительно, то с достаточно высокой степенью точности при определении сопротивления воды движению танка можно пользоваться эмпирической зависимостью, полученной доцентами

Л. Г. Бархударовым и В. В. Киселевским в результате испытаний

$$R_w = \alpha S_0 v^2 + \beta v \quad \text{кг}, \quad (280)$$

где α и β — опытные коэффициенты;

S_0 — площадь погруженной в воду части миделевого сечения корпуса (с учетом гусениц) в м^2 ;

v — относительная скорость танка в м/сек .

§ 6. ОБЕСПЕЧЕНИЕ СИЛЫ ТЯГИ НА ПЛАВУ

Плавающие гусеничные машины для обеспечения движения на плаву оборудуются водоходным (водным) движителем, предназначенным для создания силы тяги.

В качестве водоходных движителей у гусеничных машин применяются: гребные винты, гусеничные цепи и водометы.

Гребные винты получили наиболее широкое применение в танках для обеспечения силы тяги на плаву. Еще первые плавающие танки (амфибии) оборудовались гребными винтами, которые и в настоящее время продолжают весьма часто использоваться в качестве водоходного движителя на гусеничных и колесных машинах различного назначения. При этом на машинах устанавливаются либо один, либо два гребных винта. В случае установки одного винта под влиянием реактивного момента происходит крен корпуса в сторону, противоположную вращению винта. В результате машина сбивается с курса, не выдерживает направления своего движения, отклоняясь в сторону крена. При наличии двух винтов повышается маневренность и устойчивость движения на курсе, так как путем применения винтов с противоположным направлением вращения (для создания силы тяги в одном направлении) исключается крен машины от действия реактивного момента.

Сила тяги гребным винтом создается посредством отбрасывания вращающейся лопастью воды по направлению оси винта, в результате чего возникает реакция со стороны воды, толкающая машину вперед или назад. С увеличением скорости и количества отбрасываемой воды возрастает развиваемая винтом сила тяги.

Эффективность водоходного движителя у судов и плавающих машин оценивают так называемым общим пропульсивным коэффициентом полезного действия $\eta_{пр}$. Он выражается отношением буксировочной мощности, затрачиваемой на преодоление всех сил сопротивления движению на плаву при данной скорости (или мощности полезной тяги винта), к мощности, подводимой к движителю.

Эффективность гребного винта повышают правильным профилированием лопасти, точной обработкой и полировкой рабочих поверхностей, тщательной балансировкой, установкой обтекаемого насадка. Уменьшение диаметра винта приводит к снижению его к. п. д.

Повышение пропульсивного к. п. д. гребного винта на машине, помимо улучшения качеств его, достигается обеспечением наилуч-

шего подтекания воды к винту, правильным размещением винта относительно корпуса машины и выступающих частей.

С удалением винта от кормы и увеличением глубины погружения к. п. д. его повышается, но при этом возрастает опасность поломки винта при движении по неровной местности на суше, а также при входе машины в воду и выходе из воды. Для устранения этой опасности применяют откидные или убирающиеся винты. Иногда для повышения эффективности работы и защиты от поломок винт устанавливают в специальном тоннеле.

Особенности условий работы и установки гребных винтов на плавающих гусеничных машинах обуславливают низкое значение общего пропульсивного к. п. д. такого водоходного движителя, равного $0,25 \div 0,50$, в то время как на судах величина пропульсивного к. п. д. гребного винта составляет $0,50 \div 0,70$.

Расчеты гребных винтов, обеспечивающие получение необходимой силы тяги, излагаются в специальных курсах и здесь не приводятся.

Гусеничные цепи у плавающих машин иногда используются и в качестве водоходного движителя для создания силы тяги при движении на воде. В этом случае реализация силы тяги основывается на тех же принципах, на которых работали гребные колеса старинных речных судов. Для отбрасывания воды к тракам гусеничных цепей прикрепляются специальные лопатки, либо обычные серийные траки изготавливаются с развитами для этой цели поперечными выступами, выполняющими роль лопаток.

При перематывании погруженных в воду гусеничных цепей вода нижними и верхними ветвями гусениц отбрасывается в противоположные стороны, что значительно снижает развиваемую гусеничным движителем результирующую силу тяги. Нейтрализация вредного воздействия верхних ветвей гусениц при движении на плаву достигается или расположением верхних ветвей выше уровня поверхности воды, что приводит к увеличению высоты гусеничного обвода и веса ходовой части, или изолированием верхних ветвей (в случае их погружения в воду) от окружающей среды путем прикрытия гусениц сверху и с боков специальным кожухом, крепящимся к корпусу машины. Кожух также частично перекрывает участки цепей, расположенные на ведущих и направляющих колесах.

Поворот машины на воде при данном движителе осуществляется уменьшением скорости перематывания одной из гусениц.

Преимущества такого водоходного движителя перед другими заключаются в его простоте, так как он не требует сложных изменений по сравнению с конструкцией гусеничного движителя, предназначенного для обеспечения движения на суше.

Недостатком данного движителя является быстрый выход из строя лопаток при движении машины по твердым грунтам.

Расчета силы тяги, развиваемой гусеничным движителем при движении на плаву, пока нет, в связи с чем отработка движителя

для достижения необходимой скорости движения машины на воде производится опытным путем.

Водометный движитель. Водометным называется такой водородный движитель, который создает силу тяги посредством специального насоса (или насосов), установленного внутри машины. Насос засасывает воду через приемное отверстие, обычно находящееся в днище, сообщает ей энергию и затем выбрасывает через насадок, расположенный в корме выше или ниже ватерлинии, со скоростью, определяемой производительностью насоса и площадью отверстия насадка. Этот тип движителя не имеет движущихся частей снаружи корпуса, что характеризует его хорошую защищенность от внешних воздействий.

Создателем научной теории машин, приводимых в движение силой реакции вытекающей воды, является известный русский ученый Н. Е. Жуковский.

Значение развиваемой водометом силы тяги при движении машины на плаву определяется выражением

$$P_v = \frac{Q_v \gamma_v}{g} (v_c - v), \quad (281)$$

где P_v — сила тяги, развиваемая водометом при движении машины со скоростью v ;

Q_v — производительность насоса водомета при движении машины со скоростью v ;

γ_v — удельный вес воды;

g — ускорение силы тяжести;

v_c — средняя скорость истечения воды из выходного отверстия (насадка) водомета.

Поскольку

$$v_c = \frac{Q_v}{\omega},$$

где ω — площадь выходного отверстия водомета, выражение (281) можно записать в таком виде:

$$P_v = \frac{Q_v \gamma_v}{g} \left(\frac{Q_v}{\omega} - v \right). \quad (282)$$

На швартовых, когда скорость движения $v = 0$, формулу (282) можно записать так:

$$P_{ш} = \frac{Q_{ш}^2 \gamma_v}{\omega g}, \quad (283)$$

где $P_{ш}$ и $Q_{ш}$ — сила тяги и производительность водомета на швартовых.

Для пропеллерных насосов, применяемых в водометных установках, производительность на швартовых $Q_{ш}$ примерно равна

производительности насоса при движении машины на плаву, т. е.

$$Q_{\text{ш}} \approx Q_v.$$

Поскольку производительность пропеллерных насосов увеличивается с возрастанием их оборотов, то из допущения $Q_{\text{ш}} \approx Q_v$ и зависимостей (281) и (283) следует, что развиваемая водометным двигателем сила тяги достигает максимального значения на швартовых и уменьшается с увеличением скорости движения машины на плаву.

Если путем проведения ходовых испытаний найти значения скоростей движения машины при различных оборотах двигателя, а в результате испытаний на швартовых получить величины $P_{\text{ш}}$ при этих же оборотах, то, принимая допущение, что $Q_{\text{ш}} \approx Q_v$, можно по формуле (282) подсчитать значения P_v для выбранных скоростных режимов работы двигателя, т. е. найти зависимость $P_v = P_v(v)$.

Поскольку при равномерном движении машины на плаву сила тяги равна силе сопротивления воды, т. е.

$$P_v = R_{\text{ш}},$$

то зависимость $P_v = P_v(v)$ равнозначна зависимости сопротивления воды движению машины на плаву от скорости машины.

Водометный движитель, кроме отмеченной выше хорошей защищенности, по сравнению с другими типами водоходных движителей обеспечивает машине высокую маневренность на плаву и хорошую проходимость при движении по мелководью. Насосы водометов, обладающие большой производительностью и напором, помимо основного назначения, могут также использоваться и для других целей.

Недостатками водометного движителя являются: относительная сложность конструкции и снижение запаса плавучести машины вследствие заполнения проточной части водомета водой.

Необходимые исправления

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
48	9-я снизу	$\left(\frac{2}{r_{к1}} + \frac{1}{r_{в.к}}\right)$	$\left(\frac{2}{r_{к2}} + \frac{1}{r_{в.к}}\right)$	Автора
149	2-я сверху	в зависимости (11)	в зависимость (11)	Типографии
174	12-я "	значений	значений i'_r	Автора
310	2-я "	мощности баланса	баланса мощности	"
346	8-я "	$d_{тр} = \frac{v'_{0n}}{v_{01}}$	$d_{тр} = \frac{v_{0n}}{v_{01}}$	"
378	17-я "	$R'_{запаса} = \frac{v_0^2}{3,6^2 \mu g}$;	$R'_{запаса} = \frac{v_0^2}{3,6^2 \mu g} + \frac{B}{2}$; $v_0 \approx v_{с.х}$;	"
378	19-я "	$R'_{запаса} = \frac{v_0^2}{3,6 \mu g} + \frac{B}{2}$;	$R'_{запаса} = \frac{v_{с.х}^2}{3,6^2 \mu g} + \frac{B}{2}$; $v_{с.х} \approx v_0 \frac{R_p - \frac{B}{2}}{R_p}$	"
390	6 и 7-я "	К каким же результатам придем, рассматривая слу- чай приложения момента (рис. 178)?	К таким же результатам придем, рассматривая слу- чай приложения момента (рис. 178).	Корректора
417	12-я снизу	T_4 - кинетическая энергия катков и направляющих колес.	T_4 — кинетическая энергия катков.	Редактора
464	1-я "	$\gamma^4 + 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 \gamma^2 + 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 = 0$	$\gamma^4 + 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 \gamma^2 - 2\left(\frac{1}{\sigma}\right)^2 = 0$	Автора
465	15-я сверху	при $a = 2L \frac{D}{B} \approx 0,75 \gamma \sigma$	при $a = 2L \frac{D}{B} \approx 0,75 \gamma \sigma$	Типографии
474	13-я "	разделим	разделили	Редактора
480	7-я снизу	$t = \frac{1}{q} \arctg \left(-\frac{B_{к1}}{A_{к1}}\right)$	$t = \frac{1}{q} \arctg \left(\frac{A_{к1}}{B_{к1}}\right)$	"
481	7-я сверху	$\sigma = 1,46$	$\sigma = 0,146$	Автора
512	7-я "	$P_K = m_{кс1} f + m_k f_{длин} \cos k_{\varphi} t$	$P_K = m_k f_{ст} + m_k f_{длин} \cos k_{\varphi} t$	"
572	3-я "	$= M_k \theta_{длин}$	$= M_{кр} \theta_{длин}$	Типографии

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонов А. С., Теория гусеничного движителя, Машгиз, 1949.
 2. Байдин А. К., Исследование неустановившихся режимов работы гидромеханической передачи. Диссертация, академия БТВ, 1953.
 3. Байдин А. К., Определение тяговых свойств и приемистости танка, в трансмиссию которого включен гидродинамический преобразователь, «Труды академии БТВ», 1956, сб. № 3.
 4. Бинович Я. Е., Груздев Н. И., Иванов П. И., Прокофьев А. А., Теория танков, Воениздат, 1939.
 5. Богоявленский В. Н., Электрические трансмиссии гусеничных и колесных машин, Машгиз, 1946.
 6. Болтинский В. Н., Тракторные и автомобильные двигатели, Сельхозгиз, 1953.
 7. Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И., Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
 8. Груздев Н. И., Танки. теории, Гос. изд. машиностр. литературы, 1944.
 9. Дмитриев А. А., Леонтьев М. Е., О дифференциальных уравнениях прямолинейного движения танка, «Труды академии БТВ», 1958, сб. № 164.
 10. Дьяченко Н. Х., Дашков С. Н. и др., Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания, Машгиз, 1962.
 11. Загайкевич Д. Н., Теория корабля, Гос. изд. судостроительной литературы, 1953.
 12. Зимелев Г. В., Теория автомобиля, Воениздат, 1957.
 13. Карельских Д. К. и Кристи М. К., Теория, конструкция и расчет тракторов, Машгиз, 1940.
 14. Косточкин В. Н., Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета, ГОНТИ машиностроительной литературы, 1951.
 15. Крылов А. Н., Собрание трудов, т. IX, Теория корабля, часть первая, изд. АН СССР, 1948.
 16. Лapidус В. И., Петров В. А., Гидромеханические передачи автомобилей, Машгиз, 1961.
 17. Лейдерман С. Р., Характеристики автомобильных двигателей, «Автомобильная промышленность», 1948, № 9.
 18. Ленин И. М., Теория автомобильных двигателей, Машгиз, 1958.
 19. Львов Е. Д., Теория трактора, Машгиз, 1952.
 20. Никитин А. О., Сергеев Л. В., Тарасов В. В., Теория танка, изд. академии БТВ, 1956.
 21. Никитин А. О., Теория подрессоривания корпуса танка, изд. академии БТВ, 1960.
 22. Прокофьев А. А., Динамика и тяговый расчет прямолинейного движения танков, изд. академии БТВ, 1946.
 23. Редькин М. Г., Плавающие гусеничные и колесные машины, Воениздат, 1959.
 24. Сергеев Л. В., Потери в ходовой части гусеничных машин. Диссертация, академия БТВ, 1948.
 25. Сергеев Л. В., Коэффициент трения открытых металлических шарниров гусеничных цепей, Отчет по НИР, академия БТВ, 1958.
 26. Сергеев Л. В. и др., Испытания элементов конструкций и механизмов танков на стендах, изд. академии БТВ, 1960.
 27. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Часть I	
Динамика и тяговый расчет прямолинейного движения танка	5
Глава 1. Тяговые характеристики двигателей	7
§ 1. Характеристики поршневого двигателя внутреннего сгорания	—
§ 2. Характеристики паровой машины	13
§ 3. Характеристики моторгенераторной установки и электрического двигателя	14
§ 4. Характеристики газотурбинного двигателя	18
Глава 2. Внутренние сопротивления движению танка и его к. п. д.	24
§ 1. Затраты мощности в моторной установке	—
§ 2. Затраты мощности в трансмиссии и к. п. д. трансмиссии	32
§ 3. Затраты мощности в гусеничном движителе и его к. п. д.	34
§ 4. Общий к. п. д. танка	57
Глава 3. Внешние силы и моменты, действующие на танк в общем случае прямолинейного движения	58
Глава 4. Уравнения движения танка	77
§ 1. Уравнение движения центра тяжести танка	—
§ 2. Дифференциальное уравнение движения танка как системы	78
§ 3. Уравнение движения центра тяжести прицепа	86
§ 4. Потребная сила тяги, сила тяги по двигателю и сила тяги по сцеплению	—
§ 5. Определение коэффициента δ	88
Глава 5. Поверочный тяговый расчет танка	95
§ 1. Тяговая характеристика танка	96
§ 2. Задачи, решаемые непосредственно при помощи тяговой характеристики	98
§ 3. Сравнительная оценка тяговых качеств танков по тяговым характеристикам	102
§ 4. Тормозная характеристика танка	105
§ 5. Приемистость танка	112
§ 6. Повышение приемистости танков	143
Глава 6. Тяговый расчет проектируемого танка	147
§ 1. Определение максимальной мощности двигателя	—
§ 2. Определение диапазона скоростей (передач)	150
§ 3. Выбор количества и способа разбивки промежуточных передач ступенчатой трансмиссии	153

Глава 7. Тяговый расчет и динамика прямолинейного движения танка с гидромеханической трансмиссией	166
§ 1. Основные свойства и характеристики гидродинамических передач	167
§ 2. Совместная работа гидродинамических передач с двигателем внутреннего сгорания	177
§ 3. Построение тяговой характеристики танка с гидромеханической трансмиссией	182
§ 4. Динамика танка с гидромеханической трансмиссией в процессе разгона	191

Часть II

Теория поворота танка

Глава 1. Анализ физических явлений и опытные данные по сопротивлению движению при повороте	200
§ 1. Анализ физических явлений, кинематика поворота и внешние силы, действующие на танк	—
§ 2. Коэффициент сопротивления повороту	209
Глава 2. Поворот танка с учетом действия продольных и поперечных сил	214
§ 1. Равномерный поворот с учетом действия продольных и поперечных сил	—
§ 2. Неравномерный поворот танка	236
Глава 3. Тяговый расчет поворота танка	255
§ 1. Задачи тягового расчета, выбор расчетных коэффициентов, классификация механизмов поворота	—
§ 2. Мощностной баланс при повороте танка	260
§ 3. Тяговый расчет поворота танка с бортовыми фрикционными	277
§ 4. Тяговый расчет поворота танка с двухступенчатым планетарным механизмом поворота	291
§ 5. Тяговый расчет поворота танка с многорадиусными механизмами поворота	311
§ 6. Особенности тягового расчета поворота танка с гидромеханической трансмиссией	352
§ 7. Выбор типа механизма поворота и основных его параметров при проектировании танка	371

Часть III

Теория поддрессирования корпуса танка

Глава 1. Общие сведения по теории поддрессирования танка	382
§ 1. Расчетная схема подвески танка	—
§ 2. Центр упругости, симметричная и несимметричная подвески	388
§ 3. Параметры плавности хода и влияние их на работоспособность экипажа, меткость стрельбы и прочность танка	391
Глава 2. Собственные колебания корпуса танка	393
§ 1. Собственные колебания корпуса танка при отсутствии сил трения в подвеске	—
§ 2. Влияние гусеничных цепей на колебания корпуса танка	415
§ 3. Собственные колебания корпуса танка при наличии в системе поддрессирования амортизаторов	426
	583

Глава 3. Вынужденные колебания корпуса танка	433
§ 1. Вынужденные угловые колебания корпуса танка при отсутствии амортизаторов в подвеске	437
§ 2. Вынужденные угловые колебания корпуса танка при наличии амортизаторов	454
§ 3. Вынужденные вертикальные колебания центра тяжести корпуса танка	472
§ 4. Определение максимальной деформации рессор при вынужденных колебаниях в процессе движения танка по неровностям	478
§ 5. Определение энергии, затрачиваемой в амортизаторах	481
Глава 4. Нелинейная система подрессоривания корпуса танка	495
Глава 5. Выбор основных параметров подвески при проектировании танка	508

Часть IV

Устойчивость танка и преодоление им препятствий

Глава 1. Устойчивость танка	516
Глава 2. Преодоление танками препятствий	523
§ 1. Классификация препятствий	—
§ 2. Преодоление препятствий первой группы	524
§ 3. Преодоление препятствий второй группы	526
§ 4. Преодоление препятствий третьей группы	528
§ 5. Преодоление спусков, ледяных переправ, инженерных заграждений и лесных полос	543
Глава 3. Преодоление танками водных преград	545
§ 1. Способы преодоления водных преград	—
§ 2. Особенности движения танка по дну водоема	548
§ 3. Плаучесть	554
§ 4. Остойчивость	560
§ 5. Сопротивление воды движению танка	574
§ 6. Обеспечение силы тяги на плаву	577

Редакционно-издательский отдел
Военной ордена Ленина
академии бронетанковых войск
Москва, Е-250

Краснокурсантский проезд, 3/5

Литературный редактор **В. И. Карандуков**

Технический редактор **И. Б. Молчанова**

Корректоры **Е. П. Зотова, К. Н. Масляненко**

Подписано к печати 26.12.62 г. Г119100

Уч.-изд. л. 30,4 Печ. л. 36⁹/16 Изд. № 46
Зак. 1195

Типолитография Военной ордена Ленина
академии бронетанковых войск
Москва, Е-250, Красноказарменная, 2.