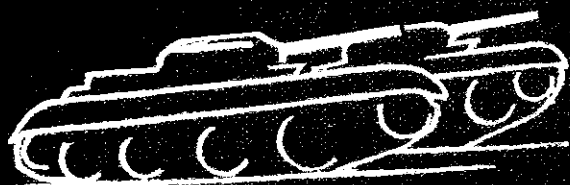


КАФЕДРА ТАНКОВ В.А.М.

На дом
не выдается

ТАНКИ

ОСНОВЫ ТЕОРИИ
И РАСЧЕТА



ВОЕННАЯ АКАДЕМИЯ МЕХАНИЗАЦИИ И МОТОРИЗАЦИИ РККА ИМ. ТОВ. СТАЛИНА

ПРЕПОДАВАТЕЛИ АКАДЕМИИ:
АНТОНОВ А. С., БЛАГОНРАВОВ А. И., БИНОВИЧ Я. Е., ГРУЗДЕВ Н. И.,
ДАНЧЕНКО М. В., ИВАНОВ П. И., СИБИРЕНКОВ К. А.

ТАНКИ

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

ПОД НАУЧНОЙ РЕДАКЦИЕЙ
ПРОФ. М. К. КРИСТИ

ЦЕНА 8 Р. 50 К. ПЕР. 2 Р.

26799

ПРОВЕРКА
9.2

БИБЛИОТЕКА
И. В. С. ДАУМАН

Фундаментальная



ОНТИ — НКТП — СССР

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ И АВТОТРАКТОРНОЙ
ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА 1937 ЛЕНИНГРАД

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТАНКАМ

Глава I

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТАНКОВ**1. Общие основания**

Танк является бронированной вооруженной боевой машиной, способной двигаться по бездорожью и пересеченной местности, преодолевать естественные и искусственные препятствия и одновременно сочетать в себе силу огня, маневренность и броневую защиту.

Боевая мощь танка заключается не только в силе огня и броневой защите, но и в способности использоваться для преодоления препятствий собственным весом и живую силу.

Танк существенно отличается от других самодвижущихся боевых и транспортных машин. В частности, от броневедомки танк отличается своим двигателем, обеспечивающим возможность работать в разнообразных условиях местности, в то время как броневедомки предназначены для работы преимущественно на дорогах¹. От самоходной артиллерийской установки танк отличается тем, что последняя предназначена, главным образом, для огневой работы с места, с закрытых или открытых позиций, в то время как танк ведет огонь с хода.

Высокая проходимость танков обеспечивается гусеничным двигателем, принцип действия которого заключается в том, что боевой корпус танка, подвешенный на жестких или эластичных тележках, движется по дороге или местности не непосредственно, а по рельсам гусеничной цепи². Последняя, будучи прижата весом танка к земле, удерживается силой сцепления на месте; ведущее же колесо, упираясь зубом в звенья цепи, перематывает ее и толкает корпус таким образом вперед или назад.

Несмотря на многообразие конструктивных форм гусеничного двигателя, появившихся особенно в послевоенный период развития его, и значительных преимуществ в отношении проходимости в сравнении со всеми известными видами двигателей, на сегодня гусеничный ход является наиболее отсталой частью конструкции вездеходных гусеничных машин

¹ В колесном двигателе при плохом грунте потери на перекачивание достигают от 20 до 30 и даже 40%.

² Несмотря на сложность гусеничного двигателя и на относительно большие потери на твердом грунте и шоссе, по сравнению с колесным двигателем, гусеничный двигатель на плохом грунте имеет потери в два—три раза меньше колесного.

как в области теоретических исследований, так и в области конструктивных форм.

Создание современной технически совершенной боевой машины требует от конструкторов научных методов подхода к конструированию, основанных на широком использовании теоретических и экспериментальных исследований.

Выводы по конструкции основываются на совокупности всех теоретических специально-технических и военных соображений, с учетом экономических и производственных возможностей, опыта войсковой службы танков, условий эксплуатации, ремонта, опыта как отечественного, так и (по возможности) иностранного. Кроме необходимых знаний теории и навыков в конструировании, проектирующий должен быть знаком с техническими средствами борьбы, особенно противотанковыми.

При проектировании боевой машины конструктору должны быть поставлены определенные технические задания.

Степень важности заданий различна, поэтому все технические задания можно разбить на *главные* (определяющие) и *дополнительные*.

К *главным* техническим заданиям относятся:

- 1) тип и назначение машины;
- 2) боевой вес машины;
- 3) максимальная скорость при заданных условиях;
- 4) предельно-преодолеваемые препятствия.

Тип и назначение машины характеризуют ее тактическое использование и обуславливают ряд технических заданий или требований, которым она должна удовлетворять, например: „сверхлегкий“ танк, танк „разведчик“, колесно-гусеничный — „плавающий“. Одно это задание на основе тактико-технических требований в известной степени уже определяет многие конструктивные характеристики машины. К *дополнительным* заданиям относятся все остальные требования: вооружение, команда, род подвески, специальные военные приспособления, требования, предъявляемые к двигателю, и т. д.

Полный боевой вес машины, хотя точно и не ограничивается условиями боевого использования (кроме особых случаев), однако должен быть задан в виде отправной величины.

Максимальная скорость при заданном суммарном коэффициенте сопротивления движению определяет собой основные тяговые качества машины. По этим условиям и весу определяются: необходимая мощность двигателя, низшая скорость (наибольшее передаточное число), а затем число передач в трансмиссии и распределение передаточных отношений по ступеням.

Необходимая мощность двигателя окончательно устанавливается лишь после выбора механизма поворота, отношений ширины колеи к длине опорной поверхности и расчета поворота танка.

Многообразие тактических задач, которые должны выполнять танки, и целый ряд экономических, технических и военных соображений делают заманчивой идею иметь один универсальный тип, при помощи которого можно было бы решать разнообразные боевые задачи.

Для танка эта универсальность выражалась бы в следующих качествах машины: наличии колесно-гусеничного двигателя с автоматическим переходом с одного хода на другой; универсальности трансмиссии, дающей возможность движения и поворота машины как на гусенице, так и на ко-

лесном х. автоматичности ее действия; вездеходности, пловучести на воде, хождении под водой, преодолению разнообразных препятствий; способности работать в горной местности, в песках и болотах, неуязвимости от бронебойных пуль и артиллерийских снарядов, способности работать на местности, отравленной различными ОВ; наличии совершенного оборудования и аппаратуры связи как внутри, так и вне машины (причем связь должна быть дублированной); наличии хороших приборов наблюдения и управления, для любых условий работы (позиции, время года и суток, дымовая завеса, подводное хождение и т. д.) и наличии универсального вооружения, способного вести успешную борьбу с броневыми целями и воздушным противником. Конструкция броневых корпусов должна позволять путем небольших переделок приспособлять его для различных целей, как-то: под танк штабной или командирский, под транспортер для различного груза, под санитарный, инженерный, химический, связи и т. д. Трансмиссия и общее устройство танка должны быть таковы, чтобы для превращения танка в телетанк требовалась лишь постановка специальной аппаратуры и т. п.

Такая техническая универсальность обеспечила бы и тактическую универсальность, т. е. один и тот же образец мог бы быть использован для выполнения различных боевых задач.

Однако, несмотря на все преимущества универсальности боевой системы, техника в настоящем ее развитии может удовлетворить боевым требованиям лишь путем создания нескольких специализированных, сравнительно сложных систем танков.

2. Классификация

До сего времени во всех армиях точной и общепризнанной классификации танков не существует. Танки классифицируются по признаку или тактическому, или техническому, или, что чаще всего бывает, применяется смешанная классификация по этим двум признакам, один из которых кладется в основу, а второй дополняет. Тактическая классификация делит танки по боевому применению: на разведчики, истребители, штурмовики — танки прорыва, танки сопровождения, маневренные или дальнего действия и т. д. Очевидно, такое деление при современной танковой технике, без технической характеристики, далеко не дает представления о танке, как о таковом.

Современный танк, в пределах веса 1,5—25 т и даже выше, прежде всего танк скоростной. Танки, близкие по весу к нижнему пределу, имеют максимальную скорость в среднем 45—50 км/час на гусенице; танки, относящиеся по весу к верхнему пределу, имеют максимальную скорость 35—40 км/час. Это говорит о том, что при движении как тех, так и других по местности средняя скорость будет одинакова, а иногда у вторых даже больше, например при движении по сильно пересеченной местности.

Поэтому по скорости движения современные танки, независимо от классификации, могут быть использованы во всех видах боя в качестве разведчиков, истребителей, танков сопровождения или поддержки как ближней, так и дальней.

Совершенно иначе характеризует машину ее вес.

Так, если дан вес танка, положим, 7 т, то легко можно себе представить, что он в основном имеет следующую тактико-техническую характеристику: при максимальной скорости 45—50 км/час он будет обладать броней толщиной от 6 до 12 мм (максимум 15 мм — лобовая), вооружением (2 пулемета или 1 пулемет и 1 крупнокалиберный автомат до 20 мм), командой — 2 человека, мощность мотора для такого танка должна быть 120—150 л. с., а может быть и больше.

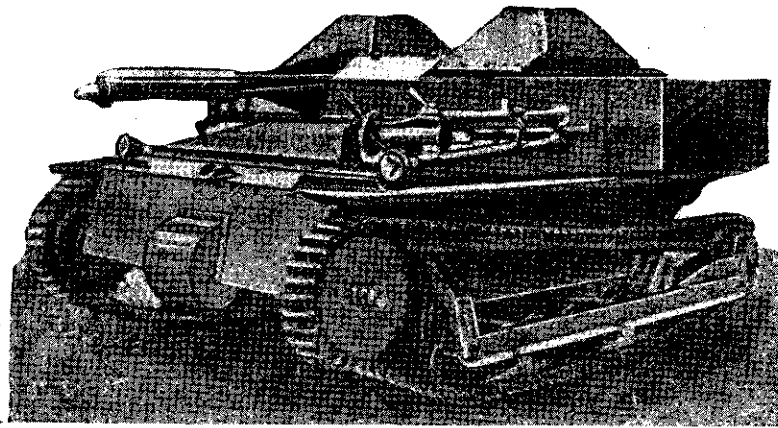
Классификация по весу представляется в следующем виде:

- | | | |
|--|--------|-------|
| 1) малый танк (танкетка) весом от | 1,5 до | 3 т |
| 2) легкий танк " " " | 5 " | 10 " |
| 3) средний танк " " " | 15 " | 25 " |
| 4) тяжелый " " " | 30 " | 100 " |
| 5) сверхтяжелые (сверхмощные) выше 100 т | | |
| 6) отдельной группой идут специальные танки — саперные, связи, химические, артиллерийские, снабжения, санитарные и т. д. | | |

Танки плавающие, колесно-гусеничные и др. в отдельную классификацию не входят, а отмечаются лишь особым признаком к основному: например легкий, колесно-гусеничный, плавающий танк и т. д.

Малый танк

Представителем этого типа является танкетка Карден-Ллойд, которая получила мировое распространение, но имеет в каждой стране свои

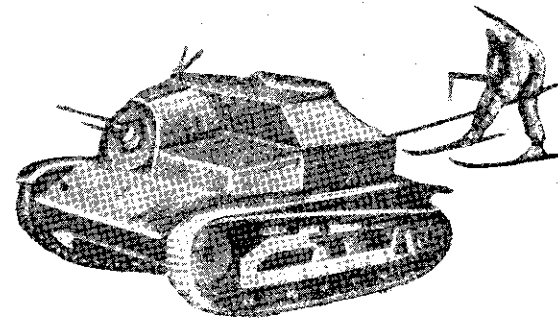


Фиг. 1. Английская танкетка „Карден-Ллойд“.

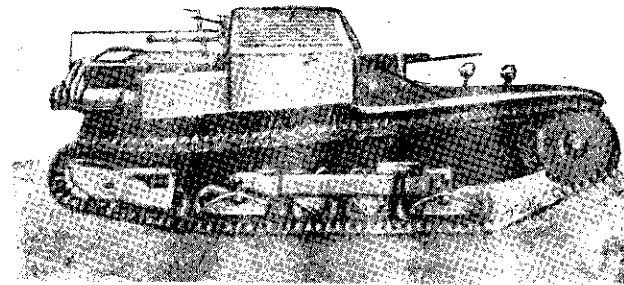
особенности, так как строится на базе отечественной автопромышленности (фиг. 1, 2, 3). Вес — до 3 т. Вооружение — один или два спаренных пулемета, команда — 2 человека, броня 6—8 мм; мощность мотора — 20—60 л. с.

Легкий танк

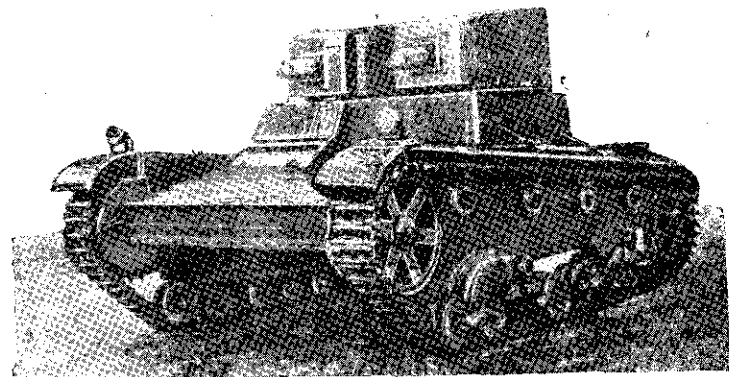
Классическим представителем этого типа является 6-т легкий танк Виккерс „Е“ (фиг. 4). Вооружение — 2 пулемета или 1 пушка — 37 мм и 1 пулемет, команда — 3 человека, броня от 6 до 13 мм.



Фиг. 2. Польская танкетка „ТК-3“.



Фиг. 3. Итальянская малая танкетка „Фиат-Ансальдо“.

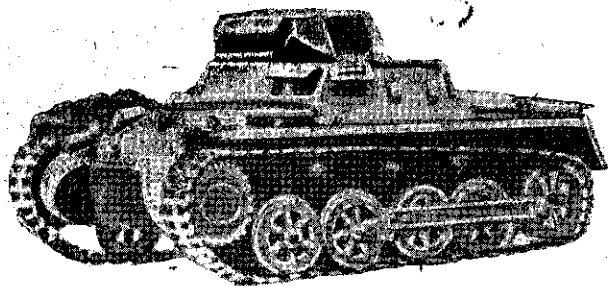


Фиг. 4. Легкий танк „Виккерс-6-т“.

Более современным танком является гусеничный танк Т-2 (США), весом 7,5 т; двигатель мощностью в 260 л. с. — авиационный, звездообразный; вооружение — 3 пулемета, из них один калибром 12,7 мм. По

журнальным данным танк совершил пробег из Рок-Айлондского арсенала в Вашингтон, покрыв расстояние в 1440 км за 3,5 дня со средней скоростью 48 км/час при максимальной 80 км/час. Стальная штампованная гусеница показала срок службы 8000 км.

Новым образцом является английский танк марки IV, весом около 10 т (по английской классификации — средний); вооружение — 2 пушки и 2 пулемета, броня — от 11 до 22 мм, максимальная скорость — 45 км/час.

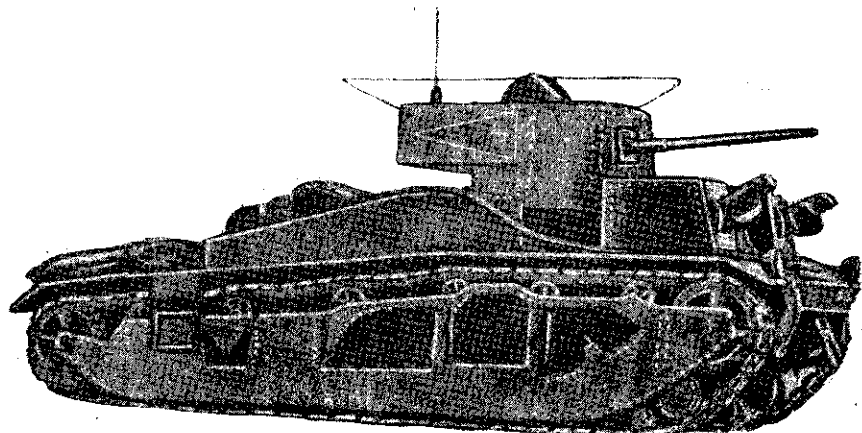


Фиг. 4а. Немецкий легкий танк Круппа.

Имеются новые образцы и в других странах. Так, например, в Германии танк Круппа (фиг. 4а); вес — 5 т, мотор — 75 л. с. (воздушное охлаждение), броня — до 12 мм, скорость — 50 км/час; команда — 2 человека, вооружение — 2 пулемета.

Средний танк

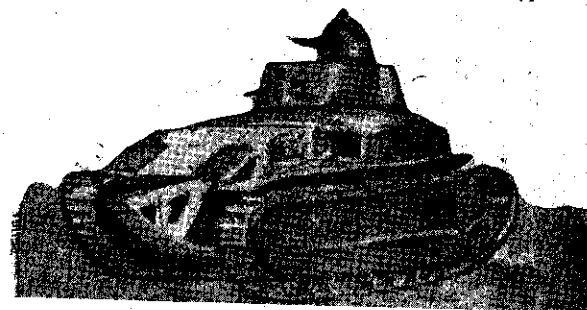
Представителем этого типа является 16-т (фактический вес 18 т) танк Виккерс (фиг. 5); максимальная скорость — 45—50 км/час, броня — до 25,5 мм, вооружение — 1 пушка и 5 пулеметов.



Фиг. 5. Английский средний танк „Виккерс-16т“.

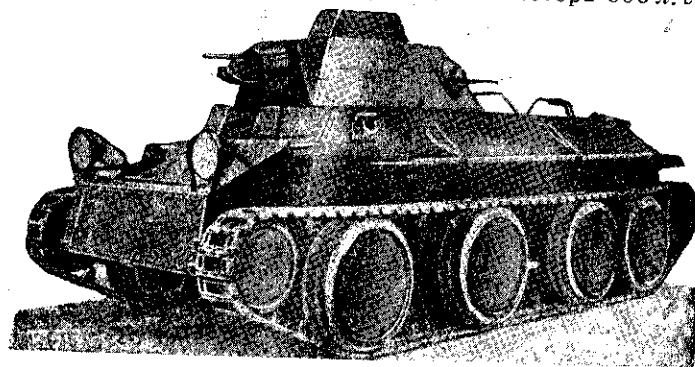
В Германии имеются два проекта средних танков весом 18 и 22 т; вооружение — одна 75-мм пушка и 5 пулеметов.

Япония также имеет средний танк „94“ весом 14 т, с максимальной скоростью около 45 км/час, с мотором мощностью около 200 л. с.; вооружение — 1 пушка и 2 пулемета; броня — до 17 мм (фиг. 6).



Фиг. 6. Японский средний танк „94“.

В Америке имеется средний колесно-гусеничный танк типа Кристи Т-3-Е-2. Вес 11 т, броня 13—22 мм, мощность мотора 600 л. с. (фиг. 7).



Фиг. 7. Американский средний колесно-гусеничный танк „Т-3-Е-2“.

Тяжелый танк

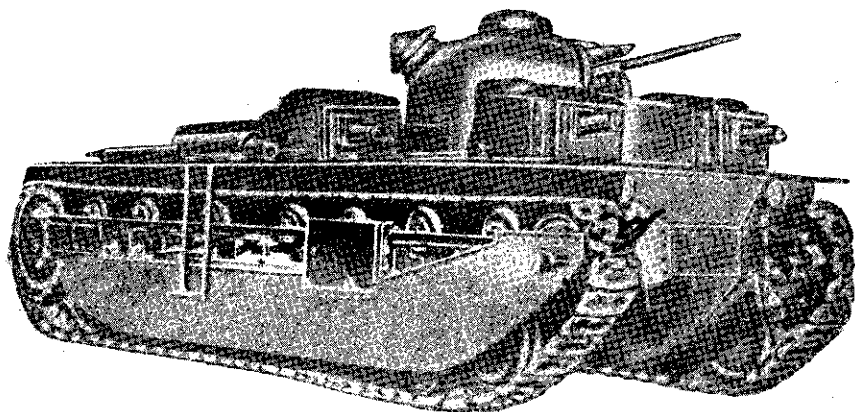
Представителем этого типа является 36-т танк Виккерс „Индепендент“ (фиг. 8). Моторная мощность — 350 л. с. Скорость максимальная — 32 км/час, вооружение — одна 47-мм пушка, 5 пулеметов, броня — от 20 до 25 мм.

Тяжелые танки имеет также и Франция — марки 2С, потом модернизированные в 3С и „D“ весом в среднем от 72 до 92 т. Вооружение — 3 пушки до 155 мм, 5—11 пулеметов; команда — до 15 человек; броня — до 50 мм (данные в среднем для всех трех образцов) (фиг. 9).

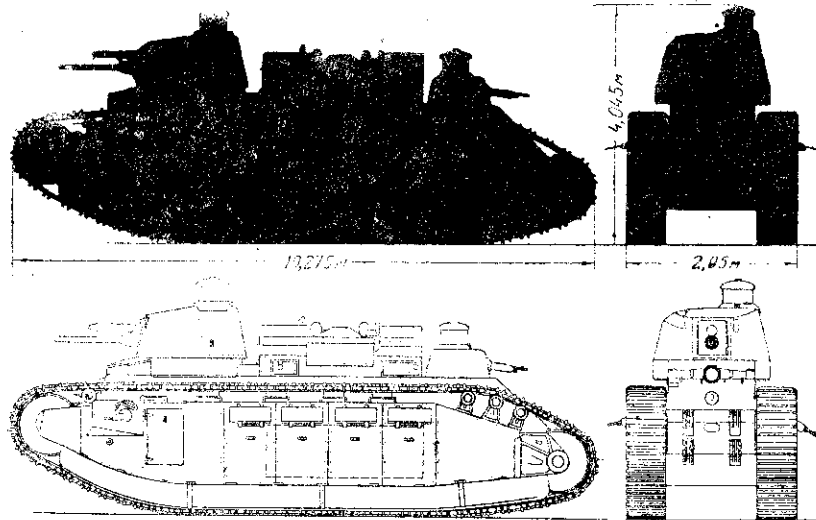
Сверхтяжелые или сверхмощные танки

На сегодня таких танков еще нет ни в одной стране, хотя тенденция к их появлению уже наметилась. Об этом говорят те проекты, которые,

по сведениям, уже имеются во Франции и Италии, а также и существование французского танка „D“ весом в 92 т.



Фиг. 8. Английский тяжелый танк „Виккерс-36 т“ („Индепендент“).



Фиг. 9. Французский тяжелый танк „2С“

Плавающие танки

Основным представителем плавающего танка является малый танк Виккерс — образец 1931 г. „Карден-Ллойд“. Этот танк имеет максимальную скорость около 45 км/час, на воде — до 10 км/час, команду — 2 человека, вооружение — 1 пулемет в башне, броню от 4 до 8 мм (фиг. 10).

Плавающие танки имеют Франция, Япония и другие страны.

Характерным для всех плавающих танков является то, что они имеют слабое вооружение, слабую броню; вообще они сильно облегчены для получения достаточной пловучести, и в этом их главный недостаток.

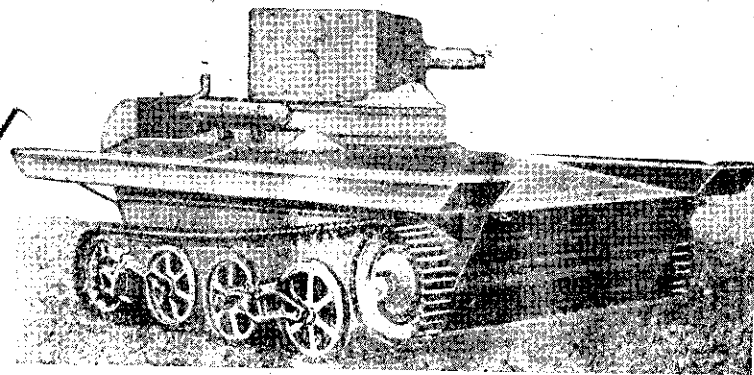
Технические требования к отдельным агрегатам танка

Основными техническими частями, определяющими качество танка как боевой машины, являются:

а) Корпус танка, который характеризует как емкость машины с точки зрения размещения в нем команды, вооружения, трансмиссии, двигателя и других специальных агрегатов, так и броневую защиту команды и неуязвимость самого танка.

б) Двигатель танка характеризует силовую установку, обуславливающую динамические качества танка.

в) Трансмиссия танка обуславливает внутреннюю конструкцию танка и динамические качества машины.



Фиг. 10. Английский плавающий танк образца 1931 г. Виккерс „Карден-Ллойд“.

г) Двигатель танка (ходовая часть) обуславливает внешнюю конструкцию танка и тяговые качества машины.

д) Вооружение танка обуславливает боевое могущество и тактическое назначение танка.

е) Специальное оборудование танка обуславливает специализацию танка и его техническое совершенство.

3. Корпус танка

Емкость боевого корпуса танка и его размеры определяются агрегатами, вооружением и командой, которые должны быть размещены в нем. Размещение это должно быть сделано настолько рационально, чтобы корпус не имел неиспользованного объема, ибо последний будет только создавать лишний вес и увеличивать собою цель.

Защита и размещение команды и жизненных органов машины в боевом корпусе является одной из самых важных задач конструкторов и производителей и определяется в основном:

- 1) качеством брони;
- 2) толщиной брони;
- 3) качеством стыков (соединений листов корпуса);
- 4) расположением брони (формой броневых корпусов).



Качество брони

Современная танковая броня представляет собой высококачественную (чаще всего) легированную сталь. Составы брони, изготавливаемой различными иностранными фирмами, различны и держатся в секрете. Основными составными частями обычно являются: хром, никель, молибден, ванадий.

Приблизительный состав танковой брони следующий:

0,35% С, 3,5 — 3,75% Ni, 1,5% Cr.

Механические свойства современной брони находятся в пределах — временное сопротивление 140—200 кг/см², твердость по Бринелю 500—550. При этом способы термической обработки чрезвычайно разнообразны и зависят от состава брони. Броня подвергается цементации (при малом содержании углерода) или закалке, поверхностной или полной, в зависимости от толщины броневых листов. Приблизительный процесс термической обработки следующий: окончательная температура вальцовки, имеющая существенное влияние на механические свойства брони, 850°C, затем отжиг для улучшения структуры, закалка в масле, воде или воздухе и отпуск.

Броневые листы должны иметь одинаковые механические качества по всему листу, и для этого необходимо, чтобы в процессе всей термической обработки была обеспечена одинаковая температура не только для всех листов партии, но и для различных мест одного листа.

Иногда в качестве броневой защиты в танках применяют литую сталь в тех случаях, когда конструктивные формы той или иной части требуют применения отливки. Так, стробоскопы, наблюдательные башенки, а иногда колпаки для защиты водителя делаются из литой стали. Несмотря на менее высокие механические свойства литой стали в сравнении с легированной, при достаточном компенсировании разницы толщиной, она вполне удовлетворительно может применяться в перечисленных случаях. В среднем можно принимать, что для одинаковой защиты толщина литой стали должна быть на 25% больше соответствующей толщины легированной.

Толщина и расположение брони

Выбор толщины брони для танка производится, также исходя из его назначения и конструктивных возможностей. В среднем толщина брони танков колеблется в пределах от 12 до 55—60 мм.

Так, английские легкие танки имеют броню в 12 мм, защищающую от бронебойных пуль и осколков; средние (16 т) танки имеют броню в 22 мм, а французские тяжелые танки имеют броню в 55 мм.

По толщине броня в корпусе танка располагается так: наиболее уязвимые места защищаются более толстой броней (вертикальные лобовые и бортовые листы); наименее уязвимые места имеют броню тоньше (наклонные листы, крыша, днище).

Развитие бронирования идет по линии увеличения толщины брони с одновременным улучшением ее качества (материал и термообработка).

За счет более рационального использования и повышения качества материала, а также новых конструктивных оформлений всех агрегатов в

танке и повышении удельной мощности двигателя, относительный вес брони (т. е. отношение веса брони к весу всего танка в процентах) увеличивается, что видно из следующей таблицы.

Наименование танка	Толщина брони спереди в мм	Толщина брони сбоку в мм	Общий вес танка в кг	Общий вес брони в кг	Относи- тельный вес брони в %
Рено (Франция) . . .	16	16	6 500	1 100	17
Танк марки V (Англия)	15	10	33 000	4 700	14
Сен-Шамон (Фран- ция)	11	16	23 000	4 390	19
Шнейдер (Франция) .	19	19 и 11	13 500	2 900	21,4
Современный легкий танк (в средн.) . .	16—12	16—10	5 000—10 000	1 300—2 800	23—28
Современный средний танк (в средн.) . .	25—20	20—18	14 000—25 000	3 000—6 500	22—26

Способы соединения броневых листов

Стыки имеют существенное значение для неуязвимости танка. Требования, которые должны быть предъявлены к ним, сводятся к следующему: стыки не должны пропускать свинцовых брызг, при попадании в них обычной пули, и должны обеспечить достаточную прочность, не допуская появления трещин в результате предварительных напряжений.

В современных танках встречаются как сварные, так и клепаные броневые корпуса.

Недостатками сварного корпуса в сравнении с клепаными являются: 1) неоднородность металла и неблагоприятная структура в местах сварки;

2) возможность появления трещин в броне в результате местных температурных напряжений при сварке.

Преимущества сварного корпуса и недостатки клепаного видны из следующего сравнения:

- 1) сварной корпус имеет меньший вес;
- 2) он не ограничивает твердости брони в незакаленном состоянии, так как не требует сверловки отверстий;
- 3) при ударе снаряда о стенку клепаного корпуса внутренние головки заклепок отскакивают и могут наносить ранения экипажу;
- 4) клепаный корпус дороже и сложнее в производстве.

4. Танковый двигатель

При проектировании танка вопросам выбора или проектирования двигателя должно быть уделено исключительное внимание как со стороны технической, так и тактико-боевой.

И действительно, практика современного танкостроения показала, что танковый двигатель должен быть специальный, танковый. Обычные

двигатели автомобильного и тракторного типа могут быть, с некоторым допущением, применимы лишь у танкеток или сверхлегких танков.

К легкому танку современные двигатели автотракторного типа не подходят прежде всего по мощности, а если и подходят по мощности, то не подходят по габариту. Практика показала, как это ни казалось сначала странным, что к танкам как по мощности, так и по габаритам ближе всего подходят двигатели авиационные; но, так как они построены с минимальным весом, части их сильно напряжены, а поэтому срок службы их сильно ограничен.

Усиленный износ авиационного двигателя, установленного на танке, происходит еще за счет того, что двигатель танка часто подвержен перегрузкам и сильной тряске при движении танка по местности и при преодолении препятствий.

Двигатель легкового автомобиля, в среднем, нагружается на 40%, грузовика на 60%, в то время как двигатель танка почти постоянно нагружается до 80—90% от своей максимальной мощности.

Эти соображения чисто технического порядка, а также и тактические требования заставляют строить для танка специальный танковый двигатель.

Касаясь типа двигателя, мы должны отметить, что наиболее желательным двигателем для танка при современном состоянии техники будет быстроходный бескомпрессорный дизель, как более экономичный и работающий на тяжелом топливе (газойль, соляровое масло и т. п.), и потому менее опасный в пожарном отношении. Охлаждение более желательно воздушное, так как оно не ставит танк в зависимость от наличия воды.

Независимо от типа, танковый двигатель должен обладать также еще следующими общими качествами:

а) Мощность танкового двигателя должна обеспечивать танку достаточную тактическую и оперативную подвижность. Удельная мощность двигателей современных танков достигает 20—30 л. с. на 1 т веса, а у быстроходных — 40 л. с/т.

б) Танковый двигатель должен быть устойчив в работе; так как многооборотность усложняет трансмиссию, то число оборотов танкового двигателя берется в пределах от 1 800 до 2 000 об/мин и лишь иногда до 2 500 об/мин.

в) Работа двигателя должна быть бесшумной, а сам он минимальных размеров.

г) Двигатель должен быть простым и доступным в эксплуатации.

За последнее время в связи с появлением паросиловых установок с безопасными котлами высокого (до 100 ат) давления и решением задачи автоматизации управления и регулирования, с введением конденсационных установок для отработанного пара, встал вопрос об использовании парового тягового двигателя на танках.

Паровой двигатель, благодаря постоянству крутящего момента, исключает необходимость в коробке передач и обеспечивает быстрый разгон, большую приемистость и плавность хода.

Бесшумность хода, быстрота реверсирования, способность работать на больших перегрузках и длительное время, большой срок службы по сравнению с бензиновым, все это делает его наиболее отвечающим тактико-техническим требованиям танка.

Имеются сведения, что заводом Рено построено 8-й танк с паросиловой установкой с запасом хода на 400 км.

Известно также, что паросиловые установки находят применение на английских и чехо-словацких танках.

Двигатели, работающие на генераторном газе, на боевых машинах распространения не получили.

5. Трансмиссия

По типу и своему устройству трансмиссии могут быть самые разнообразные: механические, гидравлические, пневматические, электрические, смешанные и др.

Наибольшее распространение до сего времени имеют механические трансмиссии. Рассмотрим кратко составные части механической трансмиссии гусеничной машины и их назначение.

Невозможность запуска двигателя внутреннего сгорания под нагрузкой обуславливает необходимость иметь в трансмиссии главный фрикцион или сцепление.

Механизмы сцепления могут быть фрикционные, электромеханические, гидравлические, инерционные и т. п. Наибольшее распространение получили фрикционные механизмы сцепления (см. раздел — Фрикционы).

Танк при своем движении по местности испытывает различные сопротивления, которые в зависимости от различных условий — грунта, профиля пути, скорости движения и т. д. — изменяются в широких пределах.

Для того чтобы танк мог двигаться по местности с различным сопротивлением, необходимо изменять скорость движения при сохранении мощности двигателя постоянной, а это, как мы знаем, возможно только при сохранении числа оборотов двигателя, близкого к нормальному. Из этого следует, что передаточное число трансмиссии не может остаться постоянным, и необходимо иметь в системе трансмиссии механизм перемены передач. Этот механизм перемены передач называется *коробкой передач*.

В большинстве современных танков ось двигателя расположена по длине машины и для передачи крутящего момента двигателя к ходовой части, расположенной по сторонам машины, необходимо иметь поперечный вал и коническую передачу.

На концах поперечного вала устанавливаются механизмы поворота: бортовые фрикционы, планетарные механизмы и т. п. (см. Механизмы поворота). Далее, на борту машины устанавливается бортовая передача с постоянным передаточным числом, ведомая шестерня которой жестко связана с ведущим колесом гусеничной цепи. Совокупность механизмов — главный фрикцион, коробка передач, коническая пара, механизм поворота и бортовые передачи — составляет трансмиссию танка.

Для приведения в действие (включения и выключения) механизмов трансмиссии в танках имеются: педали сцепления и тормозов, рычаги управления тормозами и механизмом поворота, тяги и рычаги перемены передач, а иногда и сервомеханизмы различных устройств.

Трансмиссия танка и органы управления должны удовлетворять следующим общим требованиям: а) плавно работать без толчков и ударов;

б) иметь большой диапазон передачи (большее число ступеней передач), желательна автоматическая прогрессивная передача; в) иметь высокий коэффициент полезного действия; г) быть достаточно прочными на всех передачах; д) иметь малый вес; е) надежно работать при длительной работе, без перегрева и с малым износом; ж) быть доступными к обслуживанию; з) безотказно работать в любое время года при всех условиях движения, больших колебаниях корпуса, ударах и кренах танка и) быть бесшумными в работе.

Здесь мы ограничимся лишь перечислением этих общих требований. Требования же, предъявляемые к каждому отдельному механизму трансмиссии, рассмотрены ниже в соответствующих главах при рассмотрении теории конструкции и расчета каждого отдельного механизма.

6. Ходовая часть

Танк имеет только гусеничный или одновременно гусеничный и колесный движитель.

Составными элементами гусеницы являются: гусеничная цепь, ведущее и направляющее (ленивец) колеса, натяжное приспособление, опорные катки вместе с системой поддрессоривания или подвески и поддерживающие катки.

Основные преимущества гусеничного движителя: вездеходность, меньшее сопротивление движению по местности и высокие сцепные качества. Недостатки: меньший к. п. д., меньшая долговечность, больший вес, шум при работе и затрудненный поворот танка.

Качество подвески корпуса танка имеет большое значение для боевых свойств. Все современные быстроходные танки имеют эластичную подвеску.

От степени эластичности и колебаний корпуса зависит меткость стрельбы из танка.

Колебания корпуса танка при движении по местности весьма разнообразны, однако их можно разложить на угловые, около продольной и поперечной осей, и вертикальные линейные колебания.

Наиболее неблагоприятно влияют на меткость стрельбы продольные угловые колебания, так как при этом цель уходит с линии визирования. Линейные колебания оказывают меньшее влияние на точность попадания. Основываясь на анализе колебаний корпуса, башню танка, в которой находится главное вооружение, следует располагать так, чтобы наводчик находился в наиболее благоприятных условиях. По большей части это будет середина танка.

Так как водитель должен сидеть впереди, то распределение всего пространства в танке этим в известной мере уже предопределяется. Моторная установка в большинстве случаев располагается сзади (или сзади и сбоку в некоторых легких танках). Чтобы сохранить центр тяжести в середине, передаточные механизмы располагают в передней части танка. Для обеспечения устойчивости при подъемах и кренах центр тяжести должен быть возможно ниже. В поперечном направлении центр тяжести должен находиться в средней плоскости симметрии машины.

С точки зрения уменьшения вредного воздействия на стрельбу желательна иметь и возможно малые амплитуды, большие периоды и воз-

можно меньшую продолжительность затухания, т. е. быстро затухающие колебания.

Эти требования приводят к необходимости применения амортизаторов.

Неустойчивость хода или плавность движения зависит также и от веса неподдрессоренных частей.

У современных танков вес всей ходовой части составляет от общего веса танка 20—30%, у автомобиля — 10—15%. Неподдрессоренность самого гусеничного движителя 30—50% веса всего движителя. Это показывает, что гусеничный движитель далеко еще не совершенен.

По принципу действия подвеска танка бывает механическая, гидравлическая или пневматическая.

По конструкции подвеска может быть балансирной, свечной или смешанной (см. описание подвесок в разделе — Ходовая часть).

Наиболее надежной в действии, простой в производстве и монтаже является механическая подвеска, но она является более тяжелой и менее эластичной. Гидравлическая и пневматическая подвески — более эластичны, хорошо и плавно распределяют вес танка при движении по неровностям, несколько легче в сравнении с механической, но более уязвимы и менее надежны в действии, требуют хороших уплотнений, вызывают необходимость в специальных приборах; действие их зависит от температурных условий; обнаружение дефектов или повреждений иногда сильно затруднено и т. д.

Балансирная подвеска, благодаря системе рычагов, лучше других поглощает неровности. За последнее время получили большое распространение подвески смешанные. В расположении подвески танка намечалась тенденция к размещению ее основных частей внутри корпуса. Углы подъема гусеничных ветвей должны быть возможно меньше. Однако, по соображениям возможности преодоления препятствий, угол подъема передней ветви делают в 36—42° и задней 17—23°.

Для обеспечения возможности движения по неровностям и полям с отдельными пнями и т. п., расположение которых обязывает пропускать их между гусеницами, движитель должен допускать определенный клиренс, т. е. расстояние от горизонтальной поверхности почвы до дна танка. Клиренс у различных машин различен и зависит от типа танка.

Клиренс сверхлегких танков	250—300	мм,
„ легких	350—400	„
„ средних	450—500	„
„ тяжелых	500—600	„

Ведущие и направляющие колеса гусениц должны выступать за корпус не менее чем на $\frac{2}{3}$ своего радиуса. Это необходимо для того, чтобы танк мог брать вертикальные преграды и крутые подъемы, не упираясь в препятствие корпусом.

Изменяющиеся грузы (топливо и боеприпасы) должны быть расположены возможно симметрично вокруг центра тяжести танка, чтобы при их использовании положение центра тяжести оставалось неизменным.

Размещение агрегатов при проектировании, кроме соображений о положении центра тяжести машины, должно предусматривать и удобства работы экипажа.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБОВАНИЙ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫХ К БОЕВЫМ МАШИНАМ

Все требования, предъявляемые к боевому самоходу — танку, можно разбить на следующие основные группы:

- 1) мощность средств борьбы;
- 2) надежность средств защиты;
- 3) боеспособность команды и надежность самой машины;
- 4) оперативная подвижность;
- 5) тактическая подвижность;
- 6) маскировка;
- 7) требования, вытекающие из специального назначения машин.

Вкратце рассмотрим каждое из этих боевых требований в отдельности, равно как и те технические свойства (или мероприятия), которые должны их обеспечить.

1. Мощность средств борьбы (или огневая мощь танка)

Обеспечение этого требования заключается в следующих главных моментах:

- а) правильный, достаточно обоснованный выбор огневых средств, т. е. вооружения танка в соответствии с его боевым назначением;
- б) максимально эффективное расположение вооружения на самой машине, обеспечивающее действие огневых средств (максимального количества их) во всех направлениях;
- в) достаточный боевой комплект, обеспечивающий выполнение определенной задачи, и наиболее удобное его размещение.

Танковое оружие должно соответствовать типу танка, т. е. общему характеру задач, выполняемых данной машиной.

Это соответствие осуществляется, главным образом, надлежащим выбором калибра и количества вооружения, способностью оружия вести огонь различными боеприпасами и наличием последних в боевом комплекте (простые пули и шрапнельные для стрельбы по живым целям, бронебойные пули и снаряды для борьбы с танками противника, осколочные снаряды для борьбы с огневыми точками и т. п.). Легким танкам, действующим зачастую совместно с пехотой, чаще всего придется:

- а) поражать живую силу противника;
- б) бороться с мелкими, но мощными огневыми точками противника (пулеметами и противотанковой артиллерией);
- в) бороться с танками противника;
- г) вести борьбу с воздушными целями.

Средним танкам придется действовать главным образом против артиллерии противника, танков, штабов и тылов, словом, основным их использованием является действие в глубине расположения противника.

Более тяжелые танки имеют своей задачей прорыв оборонительной полосы противника.

Наиболее рациональным средством повышения огневой мощи танков является улучшение баллистических свойств оружия, повышения началь-

ной скорости снаряда, меткости, скорострельности, компактности установки и возможно большего боевого комплекта при том же весе.

Баллистические свойства танкового оружия должны быть специфическими, а конструкция специальной танковой. Танковые пушки должны иметь: настильную траекторию, большую пробивную силу для действия по броне, малые габариты и вес, укороченный откат для возможности размещения в башне, возможно более высокую начальную скорость снаряда и скорострельность. Танковое оружие может иметь несколько меньшую прицельную дальность, чем полевые системы.

Критериями для сравнительной оценки баллистических качеств танкового оружия являются:

- а) калибр, б) начальная скорость, в) дульная энергия (живая сила снаряда), г) поперечная нагрузка, д) скорострельность и меткость.

Увеличение калибра желательно с точки зрения увеличения могущества (пробивной способности) оружия. Пробивная способность возрастает приблизительно пропорционально квадрату калибра, однако увеличение калибра вызывает увеличение веса системы и боеприпасов. Начальная скорость танкового оружия выше начальной скорости полевой артиллерии. Увеличение начальной скорости является желательным, так как дульная энергия оружия пропорциональна квадрату начальной скорости. Большая начальная скорость особенно важна при стрельбе по движущимся целям, потому что при этом сокращается время полета снаряда и увеличивается меткость. Современные танковые пушки дают начальные скорости:

20 мм	— 800—1 000	м/сек;
37 "	— 600— 800	" ;
75 "	— 450— 600	" .

С увеличением калибра повышение начальной скорости все более затрудняется конструктивными возможностями.

Пробивная способность пропорциональна дульной энергии. Чем выше живая сила в момент вылета снаряда, тем выше и живая сила в момент встречи с препятствием. Поэтому дульная энергия танкового оружия должна быть возможно большей. У современных танковых орудий она колеблется в пределах, по формуле $E = 0,5 m v_0^2$

37-мм калибра	— 12— 23	т-м;
45—57-мм "	18— 30	" ;
75-мм "	65—115	" .

Известным критерием рациональности танкового оружия является отношение дульной энергии к весу тела орудия и к весу всей башни, в которой оно установлено. Эти отношения у современных образцов различных калибров приблизительно находятся в пределах от $200 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг}}$ для отношения дульной энергии к весу тела орудия и от 25 до $40 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг}}$ к весу всей башенной установки.

Поперечная нагрузка, т. е. отношение веса снаряда к площади поперечного сечения для танкового оружия также должна быть возможно

выше, так как падение скорости снаряда при полете обратно пропорционально поперечной нагрузке, что видно из формулы:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot f(v)}{Q},$$

где

$\frac{dv}{dt}$ — относительное падение скорости полета снаряда;

g — ускорение свободного падения;

λ — коэффициент формы снаряда, колеблющийся для современных снарядов в пределах от $\lambda = 0,7$ до $\lambda = 1$;

γ — плотность воздуха;

$f(v)$ — функция скорости, выражающая закон сопротивления воздуха, вычисляемая по таблицам Кранца или Мечникова;

Q — поперечная нагрузка в $кг/см^2$.

Скорострельность современного танкового оружия также значительно выше скорострельности полевых образцов. Так, у полностью автоматических пушек 20-мм калибра она достигает 100—120 выстрелов в минуту, у 37-мм пушек полуавтоматических практическая скорострельность около 20 выстрелов в минуту, у 45—75-мм пушек танкового образца — 10—12 выстрелов в минуту (до 20).

Чрезмерное повышение скорострельности ведет к нерациональному расходу боеприпасов.

Пулеметное же вооружение должно иметь возможно большую скорострельность, в среднем—500—1 000 выстрелов в минуту, с тем, чтобы при стрельбе короткими очередями использовать моменты совпадения оружия с целью наиболее полно.

Вооружение на танке обыкновенно размещается так, чтобы обеспечивало круговой обстрел (на 360°) пушкой и пулеметом для легких машин; для средних и тяжелых машин — возможность сосредоточения вперед и в стороны всего пушечного огня и не менее двух третей пулеметных средств. В расположении вооружения в средних и тяжелых машинах наметилась тенденция размещения главного оружия в центральной башне и вспомогательного также в башнях, но без кругового обстрела.

Обеспечение максимально эффективного использования мощи оружия ставит на сегодня перед конструкторами ряд еще неразрешенных технических вопросов, которые в основном сводятся к следующему:

а) Устройство механических или электрических приводов к поворотному механизму башен (главным образом центральных) как средство более быстрого поворота башни, т. е. перенесения огня при минимальной затрате сил и энергии команды.

б) Применение сложных оптических прицельных приспособлений, значительно повышающих меткость стрельбы.

в) Устройство специальных автоматических тормозов поворота башни, позволяющих остановить поворот башни в возможно малый промежуток времени.

г) Автоматическая подача зарядов в орудие, что особенно важно в тяжелых системах.

д) Соответствующая конструкция ходовой части машин, обеспечивающая меньшие угловые колебания при стрельбе „с хода“ и достаточную надежность в момент выстрела. Для тяжелых систем самоходных артиллерийских установок, стреляющих в отличие от танков „с места“, необходимо выключение рессор на время стрельбы с тем, чтобы колебания системы после выстрела не уменьшали скорострельности, а также не вызывали (в некоторых случаях) изменения установки прицела при стрельбе по пристреленным целям.

е) В отношении боевого комплекта в современных машинах установились некоторые средние цифры, характеризующие нормальный боевой комплект, в среднем, от 70 — до 120 выстрелов на орудие и от 2 000 до 3 000 патронов на пулемет. Однако размеры боевого комплекта определяются конструктивными возможностями его размещения, и в зависимости от обстоятельств он может значительно изменяться в ту или иную сторону.

ж) Тенденции развития мощности конструкций оружия может быть кратко выражена формулой мощности выстрела

$$N = \frac{P \cdot v_0^3}{36 \cdot L \cdot d \cdot g},$$

где P — вес снаряда в $кг$;

v_0 — начальная скорость в $м/сек$;

L — длина ствола в калибрах;

d — калибр оружия в $мм$;

g — ускорение силы тяжести.

Ниже приведена таблица ориентировочных данных современных средств вооружения.

Тип оружия	Калибр в мм	Длина ствола в калибр.	Начальная скорость в м/сек	Вес снаряда или пули в кг	Мощность в л. с.
Пулемет	7,6	80	860	0,0096	2 840
Тяжелый пулемет	12,7	75	900	0,052	11 125
Пушка	37	40	820	0,67	70 800
”	45	40	800	1,2	91 500
”	75	20	450	6,65	116 000
”	100	17	600	17,4	610 000

Эти данные следует рассматривать лишь, как ориентировочно отражающие тенденции вооружения.

Мощность всего вооружения различных танков современных образцов характеризуется следующей таблицей, в последней графе которой приведены ориентировочно величины отношения мощности всего вооружения в л. с. к весу танка в кг, являющиеся характерными для сравнения.

Тип танка	В о о р у ж е н и е			Относительная мощность вооружения, т. е. коэффициент запаса энергии
	Пулеметы (калибр в мм и число)	Пушки (калибр в мм и число)	Пушки сред- них калибров (калибр в мм и число)	
Сверхлегкие . . .	7 ÷ 8 × 1	—	—	1,5 ÷ 4
Легкие	7 ÷ 8 × 1	37 ÷ 45 × 1	—	8 ÷ 12
Средние	7 ÷ 8 × 3	45 × 1	или 75 × 1	6 ÷ 9
Тяжелые	7 ÷ 8 × 4-6	37 ÷ 45 × 2	75 ÷ 105 × 1	6 ÷ 8

При сравнительной оценке мощности вооружения различных машин, кроме этого отношения, следует учитывать и боевой комплект, так как увеличение мощности системы иногда может быть выполнено за счет уменьшения боевого комплекта и привести в конечном итоге к меньшему эффекту.

2. Броневая защита

Неуязвимость танка в известной мере, конечно, зависит от скорости и поворотливости машины, а также и от ее размеров, поскольку увеличение скорости движения, как и уменьшение размеров цели, уменьшает вероятность попадания; однако все растущая меткость противотанкового (и танкового) оружия и внезапность стрельбы с места (кинжальное действие, возможность маскировки) не дают возможности на эти факторы полагаться полностью. Наконец, собственное оружие является одним из самых лучших средств защиты. Самым же надежным средством неуязвимости танка является его броневая защита.

Пробиваемость брони различными снарядами и влияние различных факторов подробно рассматриваются в теории броневой защиты. Укажем здесь лишь некоторые общие сведения о пробиваемости брони, необходимые для выбора толщины брони, в соответствии с назначением танка.

Пробиваемость брони зависит от следующих факторов:

- качества брони;
- веса снаряда и его калибра;
- толщины брони;
- скорости встречи снаряда с броней, т. е. начальной скорости, дистанции и коэффициента формы снаряда;
- угла встречи снаряда с броней.

Существует большое количество различных приближенных формул, связывающих между собой эти величины.

Для ориентировочного подсчета толщины брони рекомендуем наиболее распространенную формулу Жакоб де-Мара:

$$b = \left(\frac{v_n \cdot P^{0,5}}{K \cdot d^{0,75}} \right)^{1,43}$$

где b — толщина брони в $дм$;

v_n — скорость снаряда в $м/сек$ (по нормали к плите);

P — вес снаряда в $кг$;

d — калибр снаряда в $дм$;

K — численный коэффициент, характеризующий качество брони (приближенно принимаемый в 2 000).

Для наглядного ориентировочного представления о пробиваемости брони различными снарядами на различных дистанциях могут служить следующие две таблицы (составлены по различным источникам).

Калибр орудия в мм	Вес броневой снаряда в кг	Начальная скорость	Толщина предельн. пробивн. брони в мм		
			На дистанцию 200 м	На дистанцию 500 м	На дистанцию 1 000 м
20	0,14	1 000	32 мм	24 мм	14 мм
20	0,14	800	23 "	17 "	10 "
37	0,6	800	47 "	31 "	24 "
37	0,6	600	31 "	28 "	16 "
47	1,2	600	43 "	36 "	27 "
75	6,3	600	87 "	78 "	67 "
75	6,3	450	57 "	52 "	46 "
105	15,0	450	76 "	70 "	62 "

Скорость снаряда в м/сек	Дистанция в м	Угол встречи	Толщина брони в мм
740	200	90°	36
		60°	30
650	400	90°	30
		60°	25
560	600	90°	25
		60°	20
490	800	90°	21
		60°	17

В отношении защиты от броневых пуль наиболее „ходовых“ толщин листов на легких танках можно составить представление по имеющимся в периодической иностранной литературе сведениям о броне фирмы Виккерс (безусловная точность цифр, как и ранее, не гарантирована).

Указанная броня защищает:

при толщине листа в 9 мм от бронебойных пуль, начиная со 150 м
" " " " 11 " " " " " " на всех дистанциях
" " " " 11 " " 13 мм бронебойных пуль, начиная с 450 м
" " " " 17 " " 13 " " " " " " с дистан-
ции 100 м
при толщине листа в 20 мм от 20-мм бронебойных снарядов, начиная
с дистанции 100 м

Эта броня, очевидно, весьма твердая, но хрупкая, и при испытании ее фугасными снарядами возможны и несколько худшие результаты.

Расположение брони имеет существенное значение, и обеспечение минимально возможного угла встречи эквивалентно увеличению толщины брони. В соответствии с этим к форме корпуса танка предъявляется требование — иметь возможно меньшее количество вертикальных листов. Теоретически наиболее желательной формой является сферическая поверхность, однако трудности производства такой брони пока еще не позволяют ставить это требование к броневому корпусу; приходится ограничиваться лишь конструктивно возможными наклонами отдельных листов и цилиндрической поверхности башни.

Противохимическая защита

Для танков наиболее действительной противохимической защитой считают коллективную защиту, хотя она и не исключает индивидуальной.

Пути к разрешению коллективной противохимической защиты команды танка являются:

- 1) герметизация всего корпуса путем устройства специальных прокладок во всех подвижных и неподвижных соединениях;
- 2) создание повышенного давления внутри танка;
- 3) создание специальной конструкции фильтра — противогаса, через который засасывается наружный воздух.

Устройство таких установок, несмотря на сложность, является чрезвычайно желательным для танка, поскольку индивидуальные противохимические средства стесняют работу команды.

3. Боеспособность команды и надежность машины

Техническими свойствами боевых машин, обеспечивающими боеготовность экипажа, считаются:

- 1) средства наблюдения за полем боя;
- 2) средства внешней связи (или управления в составе частей и подразделений);
- 3) средства внутренней связи;
- 4) удобство управления движением и огнем и нормальные санитарные условия работы экипажа;
- 5) доступность жизненных органов для обслуживания.

Средства наблюдения

Возможность хорошего наблюдения за полем боя при надежной защите органов наблюдения является одним из важнейших требований, предъявляемых к боевой машине.

Современные средства наблюдения разделяют на следующие виды:

- а) непосредственное наблюдение;
- б) оптические приборы;
- в) оптико-механические приборы.

а) Непосредственное наблюдение, т. е. наблюдательные щели разных конструкций отличаются простотой конструкции и надежностью действия, но имеют ограниченное поле зрения, плохо защищают от свинцовых брызг, и при движении по пересеченной местности и неровностям панорама местности все время передвигается перед глазами в вертикальном направлении благодаря колебаниям корпуса и перемещениям наблюдателя относительно щели. При улучшении конструкции подвески танка последний недостаток уменьшается, однако уничтожить его совсем едва ли возможно.

б) В качестве оптических приборов наблюдения применялись и применяются в настоящее время перископы различных конструкций.

Преимуществом перископов всех конструкций по сравнению с обычными наблюдательными щелями является надежная защита команды от поражения. Но сами перископы уязвимы, и поэтому основное требование к ним — возможность быстрой замены и необходимость дублирующего средства наблюдения. Кроме того, при наблюдении через перископ сила света падает до 50%.

Современные оптические приборы сложной конструкции имеют сравнительно малый „угол наблюдения“ (поле зрения), который находится в определенной зависимости от степени увеличения, а именно произведение „увеличения“ на угол наблюдения есть величина постоянная и в современных оптических приборах доходит до 70. Например, при 2,5 кратном увеличении „поле зрения“ равно 28°. Отметим, кроме того, высокую стоимость сложных оптических приборов наблюдения.

в) К числу оптико-механических приборов следует отнести стробоскопы различных конструкций.

Стробоскопы обычно состоят из двух надетых друг на друга колпачков из литой стали, имеющих общую ось. Наружный колпачок имеет ряд вертикальных параллельных щелей шириной около 2 мм и вращается от электромотора или механического привода с числом оборотов 300—400 об/мин. Внутренний колпачок имеет ряд отверстий, защищенных непробиваемыми стеклами типа „Триплекс“.

Недостатком стробоскопов является большая потеря силы света (до 70—80%) и защита наблюдателя лишь от оружейных пуль и осколков. Самое значительное преимущество их в сравнении со всеми остальными приборами наблюдения заключается в том, что поле зрения при этом составляет 360°.

Недостатком всех приборов наблюдения, за исключением простых щелей, является то, что они, при неблагоприятных атмосферных условиях, значительно ухудшают видимость, а иногда и могут совсем ее потерять (снег, дождь, пыль и т. д.).

Общие требования, предъявляемые ко всем приборам наблюдения, можно свести к следующим:

- а) максимальное поле зрения; горизонтальный обзор по возможности 360°, вертикальный от +70° до —15°;

б) возможность наблюдения обоими глазами с минимальным влиянием колебаний корпуса;

- в) надежная защита наблюдающего;
- г) возможно меньшая потеря силы света (яркости изображения);
- д) свободное наблюдение вне зоны противника;
- е) возможно большее увеличение.

Средства внешней связи

Возможность правильного сочетания огня и маневра всего подразделения и целой части должна быть обеспечена внешней связью между машинами.

Современные средства связи и управления подразделением в основном таковы:

- а) флажковая сигнализация;
- б) радио-установки приемо-передаточные и приемные;
- в) средства световой сигнализации (ракеты, лампы), направленные инфра-красные лучи (светофоры).

Для флажковой связи устраиваются специальные люки, которые располагаются так, чтобы выступающие части не мешали наблюдению.

Радио-установки в танках располагаются преимущественно в башне.

Средства световой сигнализации за последнее время начинают получать все большее и большее распространение в танках, однако многие из них еще не имеют надлежащего конструктивного оформления.

Средства внутренней связи

Для обеспечения слаженной работы команды необходимы средства общения команды внутри танка. В легких танках, где возможна непосредственная связь, специальные средства связи в виде танкофонов и других устройств применяются сравнительно редко. В тяжелых машинах с большим количеством команды применение танкофонов является необходимым.

Основные требования к ним:

- а) надежность действия в любых условиях;
- б) удобство пользования;
- в) возможность двухсторонней связи между командиром и бойцом;
- г) возможность отдачи приказаний как всей команде, так и отдельно каждому бойцу. На сегодня средства внутренней связи нуждаются еще в дальнейшем техническом совершенствовании.

Удобство управления машиной и условия работы экипажа

Утомляемость команды, а следовательно, и ее боеспособность зависят от того, насколько полно предусмотрено и продумано при конструировании удобство управления как движением машины, так и ее огнем в боевой обстановке.

Этому фактору за последнее время в танкостроении начинают уделять большое внимание, так как танки образцов мировой войны, с точки

зрения создания благоприятных условий работы команды, являлись совершенно неудовлетворительными.

Ныне требуется:

1. Удобное размещение каждого бойца на своем месте с защитой его от ушибов при толчках и преодолении препятствий.
 2. Удобное расположение всех приборов и рычагов управления с выделением приборов, требующих тщательного наблюдения, на первый план.
 3. Хорошее освещение приборов, не мешающее наблюдению за полем боя и дорогой.
 4. Возможно меньше усилия на рычагах управления, небольшие хода рычагов, а также сокращение числа операций управления.
 5. Обеспечение нормальных температурных условий как от большого повышения температуры в летних условиях, так и понижения в зимних.
 6. Обеспечение команды свежим воздухом, т. е. полное устранение из корпуса продуктов сгорания топлива и паров бензина, уменьшение проникновения пыли и т. д.
 7. Максимально возможное уменьшение шума при движении машины, не только утомляющего команду, но и демаскирующего движение танка или танковой колонны.
 8. Обеспечение возможности оказания медицинской помощи раненому бойцу и замены выбывшего из строя другим из состава команды.
- Уменьшение работы, затрачиваемой на управление и сокращение числа операций, достигается применением сервомеханизмов, а также совершенствованием самих агрегатов трансмиссии.

Создание нормальных температурных условий идет по линии подогрева воздуха в зимнее время и охлаждения в летнее путем постановки специальных вентиляторов и применения обшивки брони нетеплопроводными материалами (асбест и др.) (английский 12-т танк Виккерс).

Движение танков в колонне по грунтовым дорогам и обочинам шоссе дорог сопровождается в летнее время большим количеством пыли, затрудняющей наблюдение за дорогой и вредно действующей на экипаж и механизмы танка. Пылью загрязняются оружие, приборы наблюдения; она вредно действует на механизмы и команду танка.

При проектировании танков в последнее время стали предусматривать устройство вентиляции, пылесосов, пыледувов и т. д. (Германия и другие страны).

Считается, что каждый танк должен иметь коллективное или индивидуальное противохимическое оборудование, способное охранить экипаж от действий ОВ до двух часов работы танка в отравленной зоне.

При работе танка в боевое помещение проникает окис углерода (СО), входящая в состав выхлопных и пороховых газов. Некоторые данные показывают, что в зависимости от длительности работы и конструкции машины концентрация СО достигает от 0,022 до 0,057 мг на 1 л воздуха, а в отдельных случаях даже до 0,11 мг/л воздуха. Между тем длительное пребывание в воздухе, при концентрации СО 0,05 мг/л, уже вызывает расстройство организма, а потому на вентиляцию в танке необходимо обращать особое внимание.

Шум — явление нежелательное как демаскирующий фактор и как влияющее на работоспособность экипажа. Длительное шумовое воздействие отражается на состоянии слуха во время и после работы.

Источниками шумообразования в танках являются:

а) Работа мотора и трансмиссии, б) лязг гусениц и шум двигателя в целом и в) акустическое воздействие при проведении стрельбы. Мотор дает низкие звуки, двигатель высокие. Высокие звуки обладают большей способностью поражать ухо. После 2—3 час. непрерывной работы острота слуха оказывается пониженной, в среднем, на одну треть, причем при открытых люках поражение слуха получается более пониженным и продолжительным.

Уменьшение шума при движении идет по линии совершенствования агрегатов трансмиссии, улучшения качества обработки шестерен, применения бесшумных зацеплений, подбора наиболее правильных соотношений элементов ходовой части и т. п. Однако в этом направлении не все еще технические возможности достаточно исследованы и использованы.

При несовершенных приборах наблюдения и плохом освещении происходит падение остроты зрения; поэтому на эту сторону также стали обращать внимание. Освещение боевого отделения и приборов делают различным для дня и ночи.

Непрерывно повторяющиеся толчки и вибрации корпуса, даже незначительные по силе, влияют в сильной степени на организм; появляется общая усталость, вялость мышц, человек как бы „укачивается“ (подобно морской болезни). В большинстве современных танков такое действие на экипаж появляется после 2—3 час. непрерывной работы по местности средней пересеченности.

Доступность жизненных органов для обслуживания

Одним из основных требований к общей компоновке машины является доступность основных агрегатов для осмотра, обслуживания и производства мелкого ремонта или замены отдельных деталей, не выходя из машины.

Особенно это относится к местам, вызывающим наиболее частые задержки. Так, у двигателя всегда должен иметься доступ к карбюратору, бензиновому и масляному фильтрам, свечам и месту заливки смазки. При установке на танках дизелей, кроме того, должен быть обеспечен доступ к форсункам. Система электрооборудования (зажигание, освещение, сигнал и т. п.) должна, кроме надежности, обеспечивать еще и быстрое обнаружение места порчи и ее устранение. То же и в отношении сложных по конструкции электрических гидравлических или пневматических сервомеханизмов и устройств, если таковые имеются. Это требование является особенно существенным, и в практике танкостроения известны случаи отказа от преимуществ некоторых агрегатов именно по этой причине.

Надежность всей машины является главнейшим требованием, предъявляемым к ней, и обеспечивается при конструировании правильными расчетами, выбором допустимых напряжений и материала, в производстве—соответствием материалов и качества термической и механической обработки техническим условиям на изготовление каждой детали.

4. Оперативная подвижность

Под оперативной подвижностью понимают способность танка к быстрой переброске по дорогам „своим ходом“ на большие расстояния.

Оперативная подвижность определяется:

- 1) оперативной скоростью;
- 2) способностью машины к длительному движению.

Под оперативной скоростью понимают среднюю скорость движения танковых колонн по разнообразным дорогам, не имеющим противотанковых препятствий.

Оперативная скорость танков зависит от конструкции трансмиссии, ходовой части и мощности двигателя. Если танк колесно-гусеничный, то его оперативная скорость на колесах при удовлетворительном состоянии дороги выше, чем на гусенице.

Наоборот, при плохом состоянии дорог и на пересеченной местности оперативная скорость на гусенице выше, чем на колесах.

При движении отдельного танка по местности максимальная скорость понижается на 20—30%; при движении ночью она понижается еще на 25—40%.

Практика подтверждает, что оперативная скорость при движении в колонне составляет около 50% высшей скорости, которую развивает отдельный танк на хорошей дороге.

Поэтому, чем выше максимальная скорость, тем выше и средняя скорость движения как индивидуального танка, так и танкового подразделения в целом. У современных быстроходных танков гусеничных и колесно-гусеничных высшая скорость на хорошей дороге 35—70 км/час (а у отдельных танков до 100 км/час). Тяжелые танки имеют максимальную скорость 15—45 км/час. Оперативная скорость, таким образом, в среднем, будет 15—30 км/час или при благоприятных условиях 150—300 км в сутки.

Кроме этих чисто технических качеств танка, оперативная скорость зависит от местности, времени года и суток, от метеорологических условий, а также и от квалификации водителя и технического состояния машины в данный момент.

Способность к длительному движению определяется:

- а) степенью прочности всех агрегатов и деталей танка;
- б) удобством обслуживания и управлением машиной в движении;
- в) степенью воздействия двигателя на дорогу, так как разрушение дорожного полотна ухудшает условия движения машин, следующих за первым, а иногда и исключает возможность (в зависимости от оперативной значимости дороги) использования хороших дорог для оперативных перебросок танковой части. Наличие колесного хода и всемерное улучшение гусеничного с этой точки зрения является весьма желательным.

Б. Тактическая подвижность

Под тактической подвижностью понимают способность танка длительно маневрировать на поле боя по разнообразной местности в пределах выполнения тактических задач. Известным критерием для сравнения тактической подвижности различных танков может служить средняя скорость движения танков на поле боя в составе подразделения.

Тактическая скорость на поле боя является весьма важной боевой характеристикой машины, поскольку от нее зависят внезапность действия, быстрота удара и неуязвимость самого танка от орудийных попаданий.

Однако тактическая (или боевая) скорость не может служить характеристикой способности танка длительно маневрировать на поле боя, поскольку она в значительной степени зависит от условий (т. е. рельефа местности, наличия препятствий, погоды и т. п.) и у одной и той же машины может быть различна.

Технические мероприятия к повышению тактической подвижности сводятся к обеспечению следующих основных качеств гусеничной машины:

- 1) проходимости по местности;
- 2) проходимости через препятствия;
- 3) достаточной скорости;
- 4) длительности движения машины.

Рассмотрим меры обеспечения каждого из этих свойств в отдельности.

1) *Проходимость по местности* (включая все естественные препятствия) для своего обеспечения требует предусмотреть:

- а) малое удельное давление;
- б) достаточное сцепление с грунтом;
- в) возможность преодолевать подъемы и спуски;
- г) возможность движения с боковым креном;
- д) достаточный клиренс;
- е) преодоление водных преград;
- ж) достаточную поворотливость.

Рассмотрим кратко каждое из перечисленных технических свойств в отдельности.

а) Удельное давление. К современным гусеничным машинам предъявляются требования возможности двигаться по грязи, болоту, снегу и т. д. В соответствии с этим и требования к удельному давлению различны, что видно из следующей таблицы:

Тип двигателя	Удельное давление
Лыжи человека	0,03—0,05
„ для снегохода	0,05—0,1
Гусеница для снегохода	0,05—0,2
„ для движения по песку и жидкой грязи	до 0,3
Гусеница легких танков	0,4—0,5
„ тяжелых танков	0,8—1,6

Уменьшение удельного давления ограничивается конструктивными возможностями осуществления слишком широких гусениц и длиной опорной поверхности, с одной стороны, и обеспечением хорошего сцепления с грунтом, с другой.

Под удельным давлением принято понимать отношение полного веса танка в килограммах к опорной поверхности гусениц при условии равномерного распределения нагрузки на грунт. Но такое допущение можно с достаточной точностью считать справедливым только тогда, когда движитель погружен в грунт настолько, что нижняя ветвь гусеницы натянется.

Таким образом уд. давление будет $q = \frac{G}{2L_0b}$ кг/см², где L_0 длина опорной поверхности, b — ширина трака.

В случае же твердой поверхности дороги, вес танка распределяется только по опорным точкам — каткам движителя, а в промежутках между ними, кроме веса траков, вес танка не действует. Удельное давление в этом случае превышает расчетное, в среднем, в 5 раз и более.

б) Сцепление с грунтом. Сцепление с грунтом зависит от характера грунта и конструкции гусеницы. Устройством шпор (выступов на траках), а также впадин (естественная шпора) и рациональным их расположением на гусенице коэффициент сцепления может быть значительно повышен. Особенно трудно обеспечить достаточное сцепление на грунтах вязких, представляющих одновременно и большое сопротивление движению, а следовательно, требующих максимального тягового усилия, т. е. на болоте, в грязи, на снегу, где сила сцепления падает до 0,2—0,3 от веса танка, тогда как на прочном грунте она достигает, в среднем, 0,8—0,9 от веса. Недостаток сцепления проявляется в буксовании гусениц или скольжении всего танка (при спуске или подъеме).

Возможные коэффициенты, характеризующие сцепные свойства, даны в тяговом расчете.

в) Подъемы и спуски. Одним из самых ценных технических свойств танков является возможность движения на больших подъемах и спусках. На большинстве грунтов углы естественного откоса не превышают 27—30°, однако встречаются углы и в 45°. К современным танкам предъявляются требования возможности преодолевать короткие подъемы в 45°.

Обеспечение возможности преодоления этих подъемов (и спусков) заключается, кроме достаточного сцепления, еще в:

- 1) наличии в коробке передач правильно подобранного в соответствии с запасом мощности передаточного числа;
- 2) надежности передаточных механизмов и движителя при максимальном тяговом усилии;
- 3) обеспечении возможности работы механизма в наклонном положении (главным образом смазки, питания двигателя и т. п.);
- 4) устойчивости машины;
- 5) надежности действия тормозов при движении машины под уклон.

Особенно важно, чтобы нормальные подъемы до 20°, которые на местности часто встречаются, преодолевались танком со скоростью, примерно, 10—15 км/час. Это необходимо потому, что обычно противотанковое орудие выбирает участки местности, которые обуславливают замедление хода танка.

г) Возможность движения с боковым креном. Возможность движения с боковым креном и вообще по косограмм хотя и не рекомендуется, но условия могут заставить двигаться с углами в 27—30°, а потому оно является также одним из основных требований к гусеничной боевой машине. Это требование для своего обеспечения вызывает необходимость:

- 1) соответствующей конструкции и расчета гусеницы и связанных с ней механизмов;
- 2) безотказности работы механизмов в наклонном положении (смазка, питание двигателя и т. п.);
- 3) устойчивости направления движения. Последнее требование, как об этом сказано в разделе „Механизмы поворота“, заведомо не выполняется

некоторыми механизмами поворота, например, простыми и двойными дифференциалами (кроме дифференциала с червячной передачей типа „Ганиомаг“).

д) Клиренс. Необходимость клиренса и величина его для различных типов машин отмечены ранее. Здесь подчеркнем лишь необходимость (даже за пределами клиренса) избегать каких бы то ни было выступающих частей в нижней части корпуса, так как при преодолении неровностей местности они могут быть повреждены.

е) Преодоление водных преград. Водные преграды танки могут:

а) проходить в брод, б) вплавь и в) ходить по дну водоема.

Для преодоления водной преграды в брод предусматривается водонепроницаемость корпуса танка до определенной высоты, а также защита чувствительных механизмов и приборов от попадания воды. В производстве при сборке танка водонепроницаемость корпуса должна быть опробована.

Все отверстия в корпусе делаются выше границы проходимого брода, а отверстия и люки, расположенные ниже, герметически закрываются.

Современные танки преодолевают брод:

Легкие танки	0,5—0,8 м
Средние	1,0—1,5 „
Тяжелые „	1,3—2 „

Для преодоления водных преград вплавь танк должен иметь пловучесть, достаточную остойчивость и соответствующую форму корпуса, обеспечивающую малое сопротивление движению, иметь гребной винт (или другое гребное приспособление), руль, иметь специальные спасательные принадлежности и т. п. Плавающие танки, предназначенные для морских десантов, должны обладать способностью при скорости движения—5—7 км/час преодолевать волну до 5 баллов.

Для преодоления водных преград хождением по дну танки должны иметь специальный, полностью герметизированный и соответствующей формы корпус, при этом должно быть обеспечено достаточное сцепление гусениц со дном водоема и т. п.

Такие танки, кроме того, должны быть оборудованы приборами подводного вождения, курсоуказателями, глубиноуказателями, приборами для наблюдения за поверхностью воды, приборами питания экипажа и мотора воздухом, специальными приборами для отвода отработанных газов, спасательными приборами и т. п.

ж) Поворотливость танка. Поворотливость, т. е. способность к быстрому изменению направления движения дает возможность танку преодолевать (или обходить) некоторые естественные и искусственные препятствия и на поле боя под огнем противника быстро изменять курс движения и тем затруднять прицельную стрельбу противотанковых орудий.

Скорость стрельбы противотанковых пушек такова, что интервал между двумя смежными выстрелами составляет, в среднем, 12 сек. За это время танк должен сделать поворот и пройти некоторое расстояние вперед.

Поворот танка требует повышенного расхода энергии и, если для поворота необходимо переключить передачу в коробке передач, то указанных 12 сек. будет недостаточно.

Поэтому требуются такие механизмы поворота, конструкция движителя, коробка передач и запас мощности двигателя, чтобы при повороте на средних скоростях и в средних по трудности условиях не прибегать к перемене передач. Поворотливость машины зависит от конструкции самой машины (отношения длины опорной поверхности к ширине колеи), характера грунта, скорости движения и механизма поворота.

Механизмы поворота современных танков далеко не совершенны и расходуют большое количество энергии при повороте в тормоз, и поэтому для обеспечения хорошей поворотливости необходим повышенный запас мощности двигателя.

Все танки должны обладать свойством плавно поворачиваться с различными радиусами поворота от бесконечности до ширины колеи. Отдельные механизмы поворота позволяют осуществлять поворот и с радиусами, меньшими ширины колеи, но на сегодня это не может быть еще поставлено в качестве требования к механизмам поворота всех танков.

Проходимость через препятствия

Наиболее характерными противотанковыми препятствиями являются: рвы и окопы, эскарпы (пороги), вертикальные стенки, лесные завалы, минные поля, надолбы и т. п.; не рассматривая каждого из них, техники их преодоления, равно как и специальных приспособлений для их преодоления, отметим основные требования, которые ставятся перед самими машинами.

Проходимость через препятствия как свойство самой машины можно подразделить на следующие основные виды:

Способность переходить (перекрывать) горизонтальные препятствия (рвы, окопы) зависит от длины горизонтальной проекции гусеницы (длина танка по гусенице) и от расположения центра тяжести по длине. При переходе через окоп на малой скорости, при условии расположения ц. т. на середине, танк покрывает ров шириной, в среднем, от 40 до 45% своей длины.

В случае наличия специальных приспособлений танк может преодолевать окоп шире 40—45% своей длины.

У существующих образцов танков ширина перекрываемого рва колеблется в пределах (при условии преодоления на низкой скорости):

1) тяжелые от 4,5—5,5 и даже более (французские танки—„3С“ весом 75 т и „D“ весом в 92 т перекрывают ров шириной: первый—7,75, второй, повидимому, еще больше);

2) средние танки (от 12 до 20 т весом) от 3—4,5 м (танк Ландсверк, Кристи, „Т—3Е—2“ и Виккерс 16 т);

3) легкие танки (Виккерс 7,5 т, Кристи—5,5 т, Рено-AMR и Ландсверк)—1,5—1,8 м;

4) сверхлегкие танки весом от 3 до 4 т преодолевают ров до 1,5 м.

При условии перехода танка через окоп или ров на средней или высшей скорости, если эластичность и прочность движителя допускают,

и, если водитель обладает хорошей тренировкой, то за счет кинетической энергии танк может преодолевать и более широкий окоп (см. Преодоление препятствий).

Способность преодолевать вертикальные препятствия зависит от:

- а) высоты оси переднего направляющего или ведущего колеса;
- б) расположения ц. т. по высоте и длине машины;
- в) угла подъема и степени натяжения гусеницы;
- г) прочности грунта и конструкции трака (наличие грунтозацепов);
- д) мощности мотора и передачи в трансмиссии;
- е) степени эластичности и конструкции движителя.

Современные танки без специальных приспособлений преодолевают вертикальные препятствия следующих величин:

- 1) тяжелые от 2 до 3 м (французские „3С“ и „D“);
- 2) танки средние от 1—1,2 м;
- 3) танки легкого веса—от 0,5—0,7 м.

Максимальное обеспечение этого свойства при конструировании требует правильного выбора всех основных соотношений элементов ходовой части.

Способность разрушения препятствий зависит от живой силы—удара, т. е. от веса и скорости машины, и от конструкции.

Тяжелые танки валют отдельные деревья толщиной до 1 м, средние до 0,8 и легкие 0,4 м.

Кустарник для легких танков и молодой лес с деревьями толщиной до 0,20 м для средних не представляют преграды для движения.

Тяжелый танк может двигаться по лесу с толщиной отдельных деревьев до 0,5 м.

Тяжелый танк разрушает каменные стены толщиной до 0,8 м.

С точки зрения обеспечения способности разрушения (бреширования) препятствий при конструировании необходимо стремиться к отсутствию выступающих частей (оптические приборы, приборы освещения, сигнализации, антенны, инструмент и т. п.) или обеспечить надежную защиту их от поломок.

Проволочные заграждения для мощных и средних танков почти не имеют значения как препятствия сопротивлению движению, но проволочные препятствия, и особенно мало заметные, часто выводят танки из строя ввиду наматывания проволоки на ведущие или направляющие колеса; при этом часто наблюдается соскакивание гусениц.

Скорость машины

Обеспечение достаточной скорости движения, кроме всего перечисленного, сводится к:

- а) соответствующему запасу мощности и возможно меньшим потерям на внешние и внутренние сопротивления движению;
- б) правильному выбору передаточных отношений на всех передачах;
- в) надлежащей конструкции гусеничного хода, дающей плавность движения и возможность рационального использования высокой скорости на местности.

Длительность действия машины

Способность к длительным действиям на поле боя обеспечивается совокупностью всех мероприятий, изложенных в § 2 и 3 настоящей главы.

Здесь отметим лишь в качестве общих требований следующее.

Радиус действия или, правильнее, „запас хода“ должен быть обеспечен достаточным запасом топлива, масла, воды (при водяном охлаждении), боеприпасов и т. п.

Требование повышения радиуса действия диктует необходимость повышения экономичности расхода горючего, повышения числа ступеней скоростей в коробках передач, в целях наиболее экономичного использования двигателя. Существующие машины имеют запас хода от 100 до 500 км в зависимости от типа машины.

Все перечисленные нами мероприятия, влияющие на способность танка к длительным боевым действиям, должны быть так рассчитаны, чтобы танк мог выполнять боевые задания или совершать походные движения непрерывно в течение 8 час., как этого требуют современные условия боя. Тяжелые танки, являющиеся особенно дорогими по стоимости и по важности выполняемых ими задач, должны быть способны к еще более длительным боевым действиям.

6. Маскировка танка

Внезапность действия танков является одним из важнейших факторов, решающих успех операции. Не рассматривая средств и возможностей маскировки целой части, перечислим лишь средства маскировки отдельной машины, которые должны быть предусмотрены конструктором.

Маскировка видимости (зрительная)

- 1) Применение защитной окраски машин применительно к общему характеру местности и времени года;
 - 2) габаритные размеры машин должны быть минимальными. Особенно важно для танков иметь малую высоту, так как видимость зависит, главным образом, от общей высоты машины;
 - 3) танки не должны демаскировать себя во время движения дымом, искрами (ночью), что ставит требование высокого качества регулировки двигателя;
 - 4) современные танки (некоторые из конструкции иностранных марок) оборудуются специальными установками для образования дыма как средства маскировки при движении по открытым участкам местности. Такие дымопуски обеспечивают маскировку танка на 200—300 м.
- Выпускаемый дым не должен значительно стеснять работу команды, т. е. должен быть безвреден. Кроме того, должна быть обеспечена ориентировка направления движения специальными приборами.

Меры звуковой маскировки, в основном, сводятся к достижению бесшумной работы механизмов путем улучшения их конструкции. В современных танках наиболее демаскирующим в звуковом отношении является двигатель.

При плохой погоде днем современные танки без специальных приборов могут быть обнаружены „на-слух“ за 1000—1200 м ночью и еще дальше.

Отдельные взрывы в глушителе особенно недопустимы, и при конструировании должны быть приняты все меры, уменьшающие возможность их возникновения.

7. Специальные требования к танкам

В зависимости от специального назначения той или иной боевой машины, кроме общих требований, ставятся и специальные, вытекающие из возлагаемых на машину задач. В соответствии с этим некоторые общие требования снижаются для обеспечения специальных. Так, например, танк-транспортёр должен вмещать в себе большое количество бойцов, обеспечить удобное размещение их и возможность быстрого выхода; за счет этого снижаются требования в отношении его габаритов, вооружения и некоторого оборудования.

Рациональное сочетание требований специальных и общих может быть установлено в каждом частном случае, исходя из учета задач и возможной обстановки их выполнения.

Глава I

ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Тяговый расчет гусеничного танка имеет существенное отличие от тягового расчета автомобиля.

Танк должен работать на местности и при этом не только иметь высокую среднюю скорость движения и брать крутые подъемы, но и преодолевать вертикальные препятствия, разрушать преграды, переходить окопы, двигаться с большим боковым креном, а отдельные типы, кроме того,—плавать, прыгать, летать.

Все эти моменты показывают, что невозможно охватить динамику танка узкими рамками тягового расчета, как это делается в автомобиле.

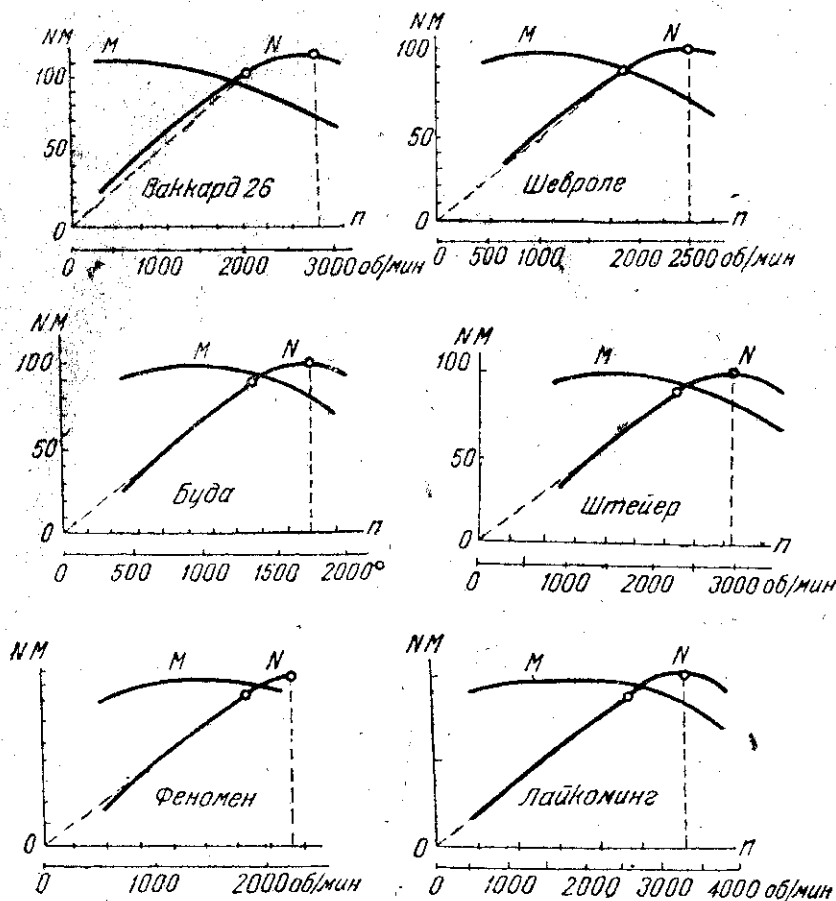
Естественно также, что изучение свойств боевой гусеничной машины значительно труднее, чем колесной, так как все движения ее менее закономерны и допускают больше случайных явлений; это накладывает свой отпечаток и на точность всех подсчетов, их достоверность и обязательность.

История техники не знает машины с таким разнообразием тяговых качеств, какими должен обладать танк. Отсюда и „тяговый расчет“ танка должен иметь принципиальные отличия от „тяговых расчетов“ любой из самоходных повозок. Однако, следуя установившейся традиции, мы не хотим объединить заголовком „тяговый расчет“ изучение всех тяговых возможностей танка, а рассматриваем в данной главе только узкие вопросы движения, относительные вопросы устойчивости в особую главу, хотя сознаем органическое единство всех этих вопросов. Поэтому здесь будут разобраны только вопросы скорости движения, преодоления подъемов, разгона и торможения. Все остальные вопросы будут рассмотрены в других главах.

Перед тем как приступить к изучению тяговых свойств танка, остановимся на следующих двух возможных подходах к изучаемому вопросу. Первый подход заключается в изучении динамики машины, исходя из внешней характеристики двигателя, определенной лабораторным путем; второй—в упрощении внешней характеристики двигателя и приведении ее к линейной зависимости между числом оборотов и мощностью двигателя. На фиг. 11 даны 6 характеристик легких автомобильных двигателей. Если в этих характеристиках заменить кривую прямой линией, т. е. принять приближенно, что мощность пропорциональна числу оборотов, то, как видно из фигуры, мы получим приближенное значение с некоторым положительным запасом мощности.

Так как нормальная рабочая мощность двигателя примерно на 10% ниже максимальной, то замена кривой характеристики прямой линией дает очень небольшое отклонение в сторону повышения запаса мощности.

Кроме того, внешняя характеристика двигателя, может давать сильные колебания в своих величинах в зависимости от разных факторов, как то регулировка карбюратора, качество топлива и смазки, прира-



Фиг. 11. Характеристики автомобильных двигателей.

ботка поршней, колебание коэффициента наполнения в зависимости от колебания температуры окружающего воздуха и пр. Все эти факторы могут дать значительное отклонение от величин, полученных в лаборатории. Поэтому вполне естественно, что мы отказываемся в дальнейшем пользоваться внешней характеристикой в условиях эксплуатации боевой машины.

Сложная функциональная зависимость между мощностью двигателя и числом оборотов, значительно затрудняя расчеты, практически все

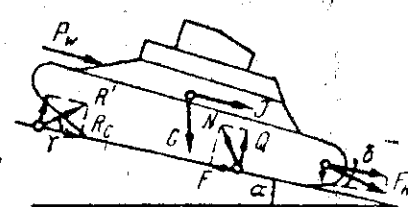
же не гарантирует от возможных ошибок тягового расчета. Не отрицая научной ценности принятых в автомобильном деле методов тягового расчета для решения научно-исследовательских вопросов, мы все же считаем возможным в дальнейшем изложении курса принять линейную зависимость между мощностью двигателя и его числом оборотов, т. е.

$$N_e = A \cdot n \quad (1)$$

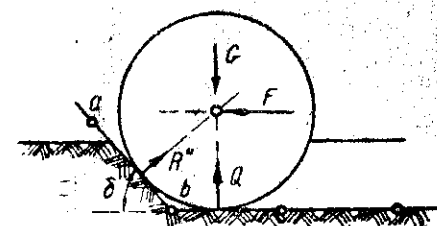
Это дает нам возможность сводить задачи сложного переменного движения к задачам равноускоренного или равнозамедленного движения. Таким образом формула (1) является основной формулой тягового расчета в пределах до нормальной мощности N_n , равной 0,9 N_m максимальной.

1. Силы, действующие на танк

Из элементарных законов механики известно, что тело может быть приведено в движение только внешними силами, приложенными к нему.



Фиг. 12. Схема сил, действующих на танк.



Фиг. 13. Схема сил, действующих на передний каток.

В условиях движения гусеничной машины внешними силами являются: 1) сила веса G ; 2) реакция грунта на гусеницы N , 3) сопротивление движению R_c , 4) сопротивление воздуха P_w (парусность), 5) сила инерции I , 6) сила тяги на крюке F_k .

Необходимо четко усвоить понятие внешних сил, чтобы избежать в будущем ряда ошибок, могущих возникнуть из-за недостаточного понимания этого основного положения динамики.

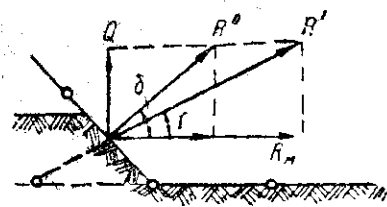
На фиг. 12 показаны схема расположения внешних сил, приложенных к танку, и точки их приложения. Разберем подробно каждую из этих сил.

Сила сопротивления движению R_c

При буксировке гусеничной машины перед передними опорными катками происходит деформация грунта (фиг. 13). Звено гусеничной ленты $a-b$, на которое находит передний каток, испытывает со стороны грунта давление, выражаемое силой R'' . По мере накатывания катка грунт под звеном $a-b$ оседает, реакция R'' увеличивается за счет уменьшения нормальной реакции грунта Q на второе звено. В тот момент, когда угол наклона звена $a-b$ станет равен нулю, реакция R'' перейдет в реакцию Q , нормально приложенную к плоскости движения, и в работу дефор-

машин вступит новое звено гусеницы, которое восстановит прежнюю схему действующих сил. В нормальных условиях движения на горизонтальной плоскости деформация грунта производится по преимуществу передними катками, но отсюда еще не следует, что задние катки не деформируют грунта. В произвольных условиях движения в деформации грунта участвуют все опорные катки ходовой части танка. Если учитывать деформацию грунта задними катками, переводя ее к переднему катку, то, очевидно, R'' (фиг. 13) отклонится слева направо и не будет проходить через ось катка. Кроме этого, при движении танка имеют место потери в ходовой части, как то потери в поддерживающих катках, в осях ведущего колеса и ленивца, в шарнирах гусеничной цепи, и потери деформации обода опорных катков. Все эти силы, являясь внутренними по отношению к танку в целом, вызывают внешнюю реакцию грунта или, иначе говоря, еще больше отклоняют реакцию R'' .

Если бы в гусеничном механизме не было потерь на трение в соединениях, то необходимая для буксировки танка сила F была бы равна



Фиг. 14. Схема разложения сил, действующих на передний трак.

механизмов гусеницы. Приблизительно можно считать, что сила сопротивления движению танка равна:

$$R_c = R' \cdot \cos(\gamma). \quad (2)$$

Нормальная составляющая реакции грунта $R' \cdot \sin(\gamma)$ не может влиять на силу сопротивления движению; ее действие заключается только в разгрузке передней части машины и нагрузке задней. Как мы указывали выше, сила R_c сопротивления движению складывается из двух составляющих: 1) сил сопротивления грунта $R'' \cos(\delta)$ и 2) сил сопротивления в механизмах ходовой части танка.

Эта последняя равна

$$R_{\kappa} = R_u + R_k + R_a + R_s. \quad (3)$$

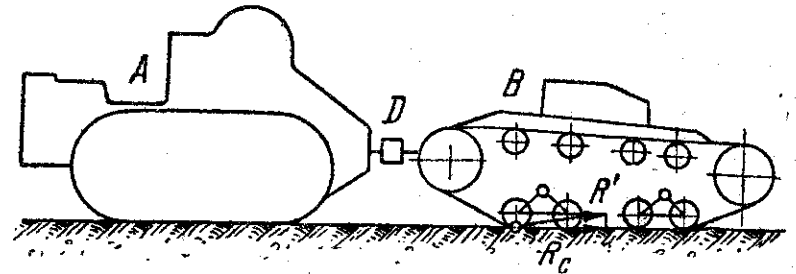
Здесь R_u — сила, необходимая для перематывания гусеничной цепи в ненапрянутом состоянии,

R_k — сила сопротивления качению опорных и поддерживающих катков по гусеничной ленте,

R_a и R_s — силы, необходимые для вращения ленивца и ведущей зубчатки.

Экспериментально сила R_c определяется динамометрированием испытуемой машины, как указано на фиг. 15. В цепь между тягачем А и буксируемой машиной В включают динамометр D, по которому и опре-

деляется сила R_c . У буксируемой машины отъединяется трансмиссия и ослабляется гусеница в целях уменьшения влияния трансмиссии и ходовой части на величину R_c . Буксировка производится на наименьшей скорости (1,5—2 км/час). Таким образом в силу R_c входят составляющие R_u , R_k , R_a и R_s , причем первые три составляющие, не зависящие от веса машины, вообще говоря, величины незначительные, это —



Фиг. 15. Схема экспериментального определения сопротивления движению.

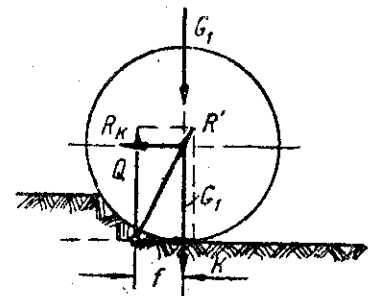
потери в шарнирах гусеничной ленты, работающей свободно, и потери в шариковых подшипниках ведущей зубчатки и ленивца. Величина силы сопротивления в катках значительно превышает остальные составляющие и оказывает наибольшее влияние на R_c . Если пренебречь силами R_u , R_a и R_s , то будем иметь

$$R_c = R'' + R_{\kappa}, \quad (4)$$

где R'' идет полностью на деформацию грунта и R_{κ} — на сопротивление качению катков по гусенице.

Здесь важно заметить, что как сила R'' , так и сила R_{κ} целиком зависят от веса машины.

Рассмотрим подробнее природу силы R_{κ} при качении колеса по сжимаемому грунту. На фиг. 16 представлено катящееся колесо с приложенными к нему силами. Здесь G_1 — вес, приходящийся на колесо, R_{κ} — сила тяги, приложенная к оси колеса и равная силе сопротивления качению. Очевидно, для равновесия колеса необходимо, чтобы все силы и все моменты, внешние по отношению к колесу, уравновешивались. Если пренебречь трением в подшипниках, то, несомненно, реакция грунта должна пройти через ось колеса. Это даст нам равенство нулю проекций всех сил. Из равновесия моментов получаем:



Фиг. 16. Схема сил, действующих на колесо при перекатывании по грунту.

$$f = \frac{R_{\kappa}}{Q} \cdot r \text{ (мм)} \quad (5)$$

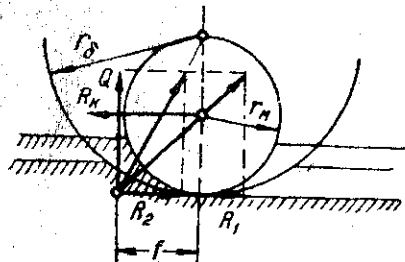
Величина f называется коэффициентом качения. Как известно из механики, коэффициент f есть величина постоянная, тогда

$$R_k = f \frac{Q}{r} \quad (6)$$

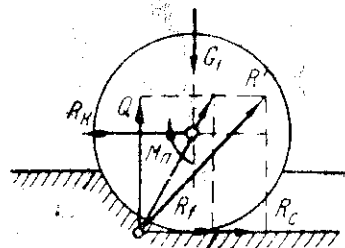
изменяется обратно пропорционально радиусу колеса.

Из фиг. 17 видно, что колесо с большим диаметром, при одном и том же коэффициенте сопротивления качению f , имеет меньшую силу сопротивления $R_2 < R_1$. Заметим, что коэффициент качения выражается в линейных единицах и представляет собой плечо нормальной реакции грунта Q .

Выше мы принимали, что сопротивление в подшипниках колеса равно нулю, что при шариковых подшипниках катка так практически и будет, но на колеса может действовать еще ряд моментов, например инерционный момент неравномерного вращения колеса, момент торможения, ведущий момент ведущего колеса. Каждый из этих моментов вызовет соответствующую реакцию грунта, направленную вперед или



Фиг. 17. Схема влияния радиуса колеса на величину сопротивления качению.



Фиг. 18. Схема влияния момента трения в цапфе колеса на величину реакции грунта.

назад, однако всегда при неизменном $Q = G_1$; это приведет к отклонению силы R' в ту или иную сторону. На фиг. 18 показано влияние на направление и величину R' , а также на величину R_c дополнительного момента трения M_c . Изменение внешней реакции грунта под действием внутреннего момента трения M_c является следствием того, что колесо притормаживается, и, чтобы его повернуть на оси, требуется большая внешняя сила.

Как указывалось выше, основные составляющие сопротивления движению танка зависят от веса машины. Условимся называть отношение:

$$\varphi = \frac{R_c}{Q} \quad (7)$$

коэффициентом сопротивления движению.

Здесь R_c — сила сопротивления движению, определенная динамометрированием и Q — нормальная составляющая веса машины (при движении на горизонтальном участке $Q = G$, весу танка).

Коэффициент сопротивления движению характеризуется не только грунтом, но и потерю в опорных катках, и, следовательно, для разных машин на одном и том же грунте может иметь разное значение. Влияние потери

в катках на φ можно было бы исключить, если продинамометрировать машину на плотном грунте (асфальт). Полученная сила сопротивления будет равна R_k — (сопротивление катков качению), тогда

$$\varphi' = \frac{R_c - R_k}{Q}$$

даст нам коэффициент сопротивления грунта, не зависящий от данной машины. Практически этого до сих пор не делали и определяли не φ' , а φ , т. е. суммарный коэффициент сопротивления движению.

На следующей таблице приведены значения коэффициента φ для колесных и гусеничных машин.

Характер грунта	Значение коэффициента φ	
	На колесном ходу	На гусеничном ходу
Мощная дорога	0,04	0,05
Сухая твердая грунтовая дорога	0,07	0,07
Мягкая песчаная дорога	0,12	0,10
Глубокая грязь	0,20—0,30	0,10—0,15
Сыпучий песок	0,30—0,40	0,10
Сухой дерн на плотной почве	0,10	0,065
Скошенный луг	0,10	0,08
Свежевспаханное поле	0,20—0,30	0,10—0,12
Укатанный снег	—	—
Обледенелая дорога	0,02—0,025	0,03—0,04

Из приведенной таблицы видим, что на мягких грунтах сопротивление движению колесной машины иногда в 4 раза превышает сопротивление движению гусеничной машины. Это объясняется меньшим удельным давлением в гусеничных машинах по сравнению с колесными машинами.

По опытам, произведенным инж. Масалкиным, зависимость коэффициента φ от удельного давления гусеничного танка видна из приводимой таблицы.

Удельное давление при погружении		Значение коэффициента φ		
0 мм	100 мм	Сухой луг	Пашня	Песок
0,75	0,6	0,115	0,160	0,181
0,64	0,54	0,105	—	—
0,56	0,54	0,050	0,107	0,087

Резюмируя сказанное, заметим, что коэффициент сопротивления движению φ зависит от трех основных факторов:

- 1) собственного сопротивления грунта;
- 2) сопротивления опорных катков;
- 3) удельного давления гусеничной ленты,

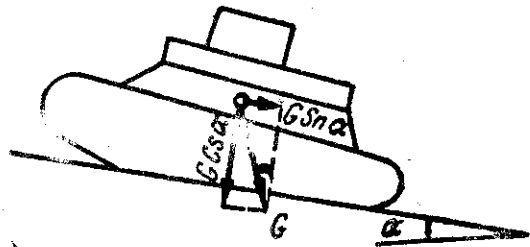
или, иначе говоря, коэффициент φ характеризует не только грунт, но и машину, идущую по этому грунту. Отсюда следует, что, задаваясь в тяговом расчете величинами φ , приведенными в табл. на стр. 49, не следует забывать, что значение их приближенно и лишь примерно определяет силу сопротивления движению; поэтому стремиться к излишней точности арифметических подсчетов нецелесообразно.

Сила сопротивления воздуха (парусности) P_w

Сила сопротивления воздуха складывается из двух составляющих: силы сопротивления неподвижного воздуха движущейся машине и силы ветра.

Обычно при определении силы сопротивления воздуха пользуются следующей формулой:

$$P_w = C \cdot \Phi \cdot (v + v_w)^2, \quad (8)$$



Фиг. 19. Схема разложения сил, действующих на танк на подъеме.

где C — коэффициент пропорциональности $\approx 0,005 \frac{\text{кг} \cdot \text{ч} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2 \cdot \text{км}^2}$,

Φ — поперечная проекция танка в м^2 . Приближенно можно принять $\Phi = B \cdot H$,

где B — ширина колеи и H — высота машины от полотна дороги до середины высоты башии,

v и v_w — скорость движения и скорость ветра в км/час .

При предварительных расчетах обычно принимают

$$v_w = 5 - 6 \text{ м/сек} = 18 - 21 \text{ км/час}.$$

Сила веса G .

Сила веса машины, являясь внешней силой по отношению к последней, входит в общее уравнение движения. При движении на подъем (или при спуске) вектор веса G может быть разложен на две составляющие $G \cos \alpha$ и $G \sin \alpha$ (фиг. 19).

Нормальная составляющая веса ($G \cos \alpha$) не может непосредственно влиять на движение машины. Ее влияние проявляется лишь через силу сопротивления движению:

$$R_c = \varphi G \cdot \cos \alpha. \quad (9)$$

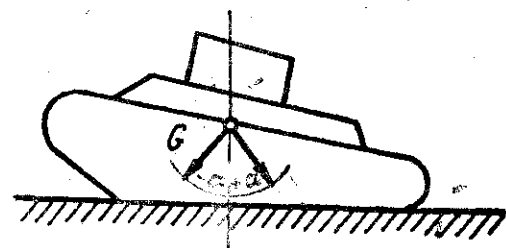
При движении машины на подъем, кроме силы R_c , препятствовать движению будет также составляющая веса $G \sin \alpha$; таким образом суммарное сопротивление движению на подъем будет

$$R_0 = \varphi G \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha. \quad (10)$$

Эту формулу можно рассматривать, как общую формулу движения и на подъем и под уклон, если принять угол α положительным в случае подъема и отрицательным в случае спуска; рассматривая формулу 10 для углов спуска ($-\alpha$), легко заметить, что составляющая веса $G \sin \alpha$ превращается в силу,двигающую машину.

Для упрощения графика введем, на основе фиг. 19, следующее правило: при движении машины на подъем α (или под уклон) достаточно в схеме сил, действующих на машину, силу веса направить под углом к вертикальной оси машины (фиг. 20) и рассматривать движение последней, как движение по горизонтальному участку пути.

На подъеме угол α (положительный) откладывается назад от вертикальной оси машины; на уклоне угол α (отрицательный) — вперед. В дальнейшем мы будем часто пользоваться этим правилом при решении задач тягового расчета и в особенности устойчивости.



Фиг. 20. Расчетная схема сил, действующих на танк на подъеме.

Сила тяги F

Сила тяги F , как и все вышерассмотренные силы, является внешней по отношению к машине и равна реакции грунта, действующей на гусеницу в сторону движения танка.

Сила тяги F создается крутящим моментом двигателя, переданным через трансмиссию машины к ведущей зубчатке.

Характер движения танка определяется следующими соотношениями между силой сопротивления и силой тяги:

$$R_0 = F \text{ — равномерное движение,}$$

$$R_0 < F \text{ — ускоренное движение,}$$

$$R_0 > F \text{ — замедленное движение.}$$

В настоящем разделе мы рассматриваем только первое условие, т. е. равномерное движение танка.

Если нам известна скорость движения машины $v = \text{const}$, то произведение скорости на силу тяги или суммарное сопротивление должно равняться мощности двигателя без учета потерь в трансмиссии и механизмах гусеницы:

$$R_0 \cdot v = \eta \cdot N_e \cdot 75 \cdot 3,6 = 270 \cdot \eta \cdot N_e;$$

так как $R_0 = F$, то сила тяги по двигателю будет определяться следующей формулой:

$$F_0 = \frac{270 \cdot \eta N_e}{v} \quad (11)$$

Здесь v — скорость движения танка (км/час),
 N_e — эффективная мощность двигателя (л. с.),
 η — суммарный коэффициент полезного действия и гусеничного механизма (танка),
 270 — коэффициент пропорциональности = $3,6 \cdot 75$.

Суммарный коэффициент полезного действия танка учитывает все потери, начиная от потерь в пробуксовывающем фрикционе и кончая потерями на перематывание гусеничной ленты. Таким образом суммарный коэффициент полезного действия определяется следующей формулой:

$$\eta = \eta_{тр} \cdot \eta_2$$

Здесь $\eta_{тр}$ — коэффициент полезного действия трансмиссии, зависящий от количества шестерен, находящихся в зацеплении; их приработки друг к другу, смазки, формы шестерни (цилиндрическая или коническая) и т. д. Величина теряемой энергии в шестернях в лучшем случае обработки последних колеблется в следующих пределах:

пара цилиндрических шестерен	3—2%	от передаваемой энергии
конических шестерен	5—4%	„ „
червячная пара	9—6%	„ „

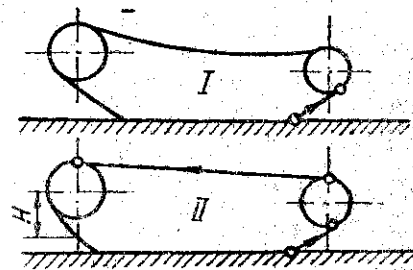
При разжижении смазки процент может значительно возрасти. Потери в шариковых или роликовых подшипниках шестерен ничтожны и учтены приведенными цифрами потерь.

В коэффициент $\eta_{тр}$ входят также потери от частичного буксования главного сцепления и бортовых фрикционов. Практически при движении машины по неровной местности фрикционы всегда буксуют (0,2—0,4 м/мин), но это буксование не может оказать значительного влияния на $\eta_{тр}$. Если же фрикционы неисправны, то и эти потери могут достигнуть значительной величины.

Экспериментальное определение $\eta_{тр}$ заключается в одновременном замере крутящего момента и числа оборотов на ведущей зубчатке и на валу главного фрикциона. Отношение мощности на ведущем колесе к мощности на коленчатом валу двигателя определяет коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$.

η_2 — коэффициент полезного действия гусеничной ленты. Величина η_2 зависит главным образом от мощности, передаваемой через гусеницы. Она складывается из следующих величин: 1) потери в шарнирах гусеничной цепи и 2) потери в зацепах ленты и зубчаток (ведущее колесо и ленивец). Потеря в шарнирах гусеничной цепи зависит от передаваемой через цепь мощности, от расположения ведущего колеса (заднее и переднее) и от предварительного натяга гусениц. Потеря в шарнирах свободной гусеницы включена нами в коэффициент φ , поэтому η_2 — это коэффициент, определяющий потерю в шарнирах под действием крутящего момента.

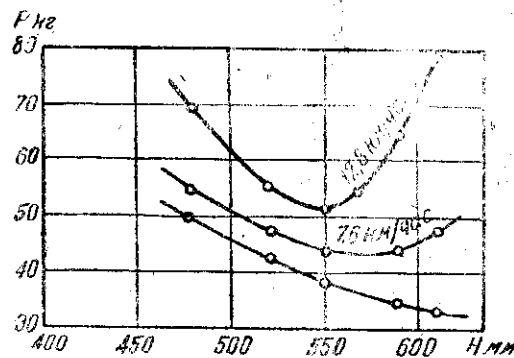
Как видно из фиг. 21, расположение ведущего колеса определяет число шарниров гусеницы, работающих под нагрузкой. Так, в случае заднего расположения ведущего колеса (I) работают под нагрузкой только два шарнира, в то время как при переднем расположении ведущего колеса (II) работают под нагрузкой четыре шарнира. Следовательно, при переднем расположении ведущего колеса потери на перематывание гусениц, а также износ шарниров будут больше, чем при заднем расположении ведущего колеса.



Фиг. 21. Схема натяжения гусеничной цепи при переднем и заднем расположении ведущего колеса.

По опытам инж. Масалкина, влияние предварительного натяга гусеницы на общие потери может быть представлено графиком фиг. 22. Здесь по оси абсцисс отложена величина натяга, замеренная по провисанию H гусеничной цепи (см. фиг. 21), по оси ординат отложена необходимая для буксировки машины сила тяги на тонну веса.

Из фиг. 22 видим, что как чрезмерное натяжение гусениц, так и их ослабление оказывают сильное влияние на коэффициент полезного действия танка. При сильном натяге — потери возрастают главным образом вследствие увеличения работы трения в шарнирах гусеницы; при чрезмерном ослаблении гусеницы — потери растут благодаря „биению“ гусеничной цепи и разрыхлению грунта.



Фиг. 22. Графики влияния предварительного натяжения гусениц на величину потерь при перематывании на разных скоростях.

При малой скорости машины последние потери ничтожны по сравнению с потерями в шарнирах (кривая мало отличается от прямой); при высоких скоростях движения, наоборот, потери на „биения“ превышают потери в шарнирах (кривая резко изгибается, поднимаясь вверх с ослаблением натяжения цепи).

Из всего сказанного можно сделать вывод, что на коэффициент полезного действия танка влияет степень натяжения гусеничной цепи, причем существует средняя величина натяга, при которой это влияние наименьшее.

Кроме перечисленных потерь, существует еще одна большая потеря — пробуксовка гусениц по грунту. При испытаниях она автоматически учитывается понижением действительной скорости машины; при предварительных подсчетах следует учитывать ее, принимая действительную скорость на 2—4% меньше теоретической.

Сила тяги по сцеплению $F_{сц}$

Явление буксования, т. е. явление сдвига грунта под действием гусеницы на грунт, имеет место при любых условиях движения, и в зависимости от величины силы тяги F (см. фиг. 12) это явление будет лишь больше или меньше. При определенном значении силы тяги F наступает полное буксование гусениц.

В этом случае движение танка невозможно. Знание предела полного буксования имеет в танках исключительное значение. Чем выше этот предел, тем выше проходимость танка. Предел полного буксования гусениц оценивается коэффициентом сцепления k_m . Его экспериментальное определение заключается в следующем. Испытуемая машина буксирует динамометрическую прицепку, тормоза которой постепенно затягиваются, и строится кривая зависимости силы тяги от процента пробуксовки. Предел, к которому стремится отношение $k = \frac{F}{G}$ с увеличением буксования до 100%, и будет определять коэффициент

$$k_m = \frac{F_{\max}}{G} \quad (12)$$

На величину коэффициента сцепления влияют следующие факторы:

- 1) грунт — его сцепные качества,
- 2) гусеница — ее конфигурация (шпоры).

Если в формулу 12 вместо F_{\max} подставить силу тяги по двигателю и заменить вес танка его нормальной составляющей $Q = G \cos \alpha$, то получим потребный от грунта коэффициент сцепления на подъеме

$$k_d = \frac{F_d}{G \cos \alpha} \quad (13)$$

Сравнивая k_d с k_m , можем установить, какой запас сцепления имеет машина.

И, наконец, если вместо F_{\max} подставить $R_0 = (\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) G$, то получим действительный или необходимый для преодоления сопротивления коэффициент сцепления

$$k = \frac{\varphi \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha} = \varphi + \operatorname{tg} \alpha$$

Для нормального движения он должен быть всегда меньше k_m и k_d . В следующей таблице приведены значения k_m (предельного по сцеплению) для гусеничных машин.

Характер грунта	k_m
Мощная дорога	0,6—0,8
Сухая твердая грунтовая дорога	0,8—0,9
Мягкая песчаная дорога	0,6—0,7
Глубокая грязь	0,5—0,6
Сыпучий песок	0,45—0,55
Сухой дерн на плотной почве	1,01—1,1
Скошенный луг	0,7—0,9
Свежевспаханное поле	0,6—0,7
Укатанный снег	0,7—0,8
Обледенелая дорога	0,2 (без шпор)

В практике тягового расчета задаются, обычно, значением k_m и определяют $F_{сц}$, по которой проверяется сила тяги по двигателю F_d .

Условия движения и буксования выражаются следующими неравенствами:

$$\left. \begin{array}{l} \text{a) } R_0 < F_d < F_{сц} \text{ — ускоренное движение,} \\ \text{b) } R_0 = F_d < F_{сц} \text{ — равномерное движение,} \\ \text{c) } R_0 > F_d < F_{сц} \text{ — замедленное движение,} \\ \text{d) } R_0 > F_d > F_{сц} \text{ — полное буксование.} \end{array} \right\} \quad (14)$$

Эти неравенства являются основными условиями движения и буксования машины.

Удельное давление. Распределение давления на грунт

Удельным давлением называется вес машины, приходящийся на один квадратный сантиметр опорной поверхности гусениц, если принять за опорную поверхность произведение расстояния L между осями крайних катков на полную ширину гусеничной цепи $= b$.

$$P = \frac{G}{2bL} \quad (15)$$

т. е. не принимая во внимание наличия отверстий и выступов на звеньях цепи. В гусеничных машинах удельное давление играет большую роль, так как от него зависят проходимость машины по мягкому грунту и сопротивление ее движению.

Приводим сравнительную таблицу удельных давлений.

Объект нагрузки	Удельное давление кг на см ²
Автомобиль грузовой	2,5—7,0
" легковой	1,5—2,5
Гусеничные тракторы	0,4—0,6
Тяжелые танки	0,8—1,6
Легкие " "	0,4—0,5
Снегоходы	0,05—0,2
Лыжи	0,03—0,05
Нога человека	0,4—0,5
Лошадь со всадником	1,2—1,5

Из этой таблицы видно, что удельное давление гусеничных машин значительно ниже удельного давления колесных (почти в 10 раз) и примерно равно удельному давлению ноги человека.

Распределение давления на грунт для колесных и гусеничных машин представлено на фиг. 23. Для гусеничных машин давление на грунт распределяется по прямоугольнику или по трапеции в зависимости от положения центра давления машины на грунт. В частных случаях, например, при значительных углах подъема давление распределяется по

треугольнику. Характер распределения давления по длине гусеницы зависит от характера подвески.

Точка, в которой приложена равнодействующая давления на грунт, называется центром давления; в гусеничных машинах определение положения центра давления — очень важный момент для решения вопроса тягового расчета (о чем будет сказано ниже).

Рассмотрим условия, когда давление на грунт располагается по трапеции и когда по треугольнику. На фиг. 24 имеем: L — опорная длина гусениц; точка C — центр давления грунта на гусеницу.

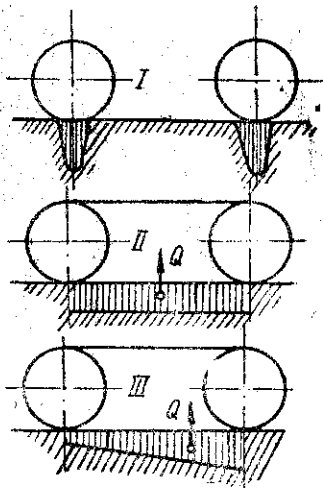
Очевидно, центр тяжести трапеции и центр давления C лежат на одной вертикальной прямой.

Площадь трапеции в некотором масштабе q равняется нормальной составляющей веса машины ($G \cos \alpha$), тогда можем написать следующее равенство:

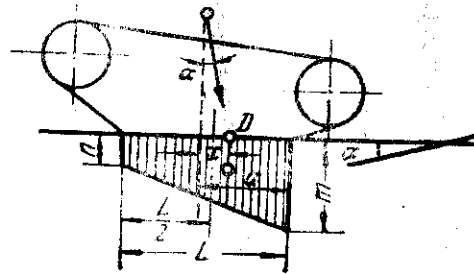
$$q \frac{m+n}{2} L = \frac{G \cos \alpha}{2} \quad (16)$$

Положение центра тяжести трапеции, а равно и центр давления определяются по формуле:

$$x = a - \frac{l}{3} \frac{m+2n}{m+n} \quad (17)$$



Фиг. 23. Схема распределения давления на грунт для колес и гусениц.



Фиг. 24. Эпюра давления гусеницы на грунт на подъеме.

Если нам известно положение центра давления (см. отдел „Устойчивость“), то, следовательно, известно и положение центра тяжести трапеции, т. е. величина x . Тогда из формулы (17) можем определить отношение оснований трапеции давления:

$$\frac{m}{n} = \frac{3(a-x)-L}{2L-3(a-x)} \quad (18)$$

Из этой формулы можем определить, при каких значениях x будут иметь место давление по прямоугольнику, по трапеции и по треугольнику.

Прямоугольник давлений будет при $m=n$; тогда из формулы 18 получим $x = a - \frac{L}{2}$; для треугольника давлений имеем $n=0$; из той же формулы

$$x = a - \frac{L}{3}$$

Промежуточные значения $a - \frac{L}{3} > x > a - \frac{L}{2}$ дадут трапецию давлений. Если $x > a - \frac{L}{3}$, то треугольник давления выйдет из опорной длины гусениц, т. е. часть ее окажется вовсе ненагруженной. На фиг. 25 представлены все возможные 4 случая распределения давления на грунт.

Сила тяги на крюке F_k .

Танк, нормально рассчитанный на преодоление предельного подъема в более легких случаях, точно так же, как трактор с неполной нагрузкой на крюке, имеет определенный запас силы тяги, который определяется замером силы тяги на крюке $F_{км}$ или вычислется, как разность между располагаемой предельной силой тяги на гусеницах ($F_{сг}$ или F_d) и сопротивлением движению тягача R_0

$$F_{км} = F_{сг} - R_0,$$

если $F_{сг}$ обеспечивается предельной силой тяги по двигателю ($F_{сг} < F_d$), или

$$F_{км} = F_d - R_0,$$

если F_d обеспечивается предельной силой тяги по сцеплению ($F_d < F_{сг}$).

Этот запас тяги $F_{км}$ не следует смешивать с потребной силой тяги на крюке F_k тягача, которая определяется по заданному сопротивлению прицепа.

В качестве примера рассмотрим две задачи на определение силы тяги на крюке:

1-я задача: Определить наибольшую силу тяги на крюке, допускаемую данным трактором при $F_d > F_{сг}$.

Решение: При заданном условии ($F_d > F_{сг}$) предельная $F_{км}$ определяется по формуле

$$F_{км} = F_{сг} - R_0;$$

подставляя

$$R_0 = (\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) G$$

и

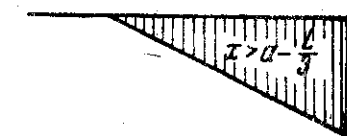
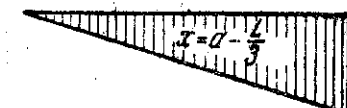
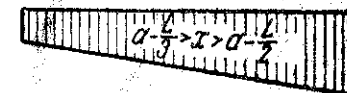
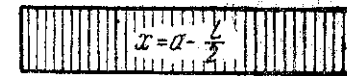
$$F_{сг} = k_m \cdot G \cdot \cos \alpha,$$

получим:

$$F_{км} = (k_m - \varphi) \cdot G \cos \alpha - G \sin \alpha. \quad (a)$$

Как видим, сила тяги на крюке есть функция угла подъема грунта. Для отыскания максимального значения ее определим первую производную по α и приравняем нулю

$$\frac{dF_k}{d\alpha} = -(k_m - \varphi) G \sin \alpha - G \cos \alpha = 0.$$



Фиг. 25. Эпюра давлений на грунт при некоторых характерных значениях смещения центра давления.

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_{кр} = \frac{1}{k_m - \varphi}$$

Найдем значение $\alpha_{кр}$ и, подставив его в формулу (а), получим

$$F_{(km)_{max}} = (k_m - \varphi) G \cos \alpha_{кр} - G \sin \alpha_{кр}.$$

Отрицательное значение угла $\alpha_{кр}$ показывает, что наибольшая сила тяги на крюке будет на уклоне.

2-я задача: Определить силу тяги на крюке трактора, тянущего за собою колесную повозку веса G' .

Решение: Зная вес прицепной повозки и задавая коэффициентом сопротивления движению повозки φ , получим

$$F_k = \varphi G' \cos \alpha + G' \sin \alpha; \quad (b)$$

при движении по горизонтальному участку пути

$$F_k = \varphi G'.$$

Если движение происходит под уклон, то второй член формулы (b) будет отрицательный, и, если он больше первого члена, то сила тяги на крюке получит отрицательное значение, т. е. она станет толкающей тягач силой. Это может произойти при жесткой связи между тягачом и прицепкой.

Сила инерции J

В случае выполнения следующих неравенств

$$\begin{aligned} R_0 < F_\partial < F_{cu}, \\ R_0 > F_\partial < F_{cu}, \end{aligned}$$

танк движется ускоренно и замедленно и, как следствие, неизбежно появляется сила инерции $\delta J = mj\delta$, уравновешивающая по закону Д'Аламбера действующие на машину внешние силы:

$$\delta J = F_\partial - R_0, \quad (19)$$

или, если

$$\begin{aligned} F_\partial > F_{cu}, \text{ то} \\ \delta J = F_{cu} - R_0; \end{aligned} \quad (20)$$

здесь коэффициент δ учитывает инерцию вращающихся масс танка.

Обозначая массу машины через m и приведенную к скорости движения машины массу вращающихся деталей через m_0 , получим выражение действующей силы инерции J_0 в виде:

$$J_0 = (m + m_0)j = m \left(1 + \frac{m_0}{m}\right)j = \delta m j = \delta J, \quad (21)$$

где J — сила инерции массы машины без учета вращающихся деталей.

Приведенная масса вращающихся деталей определяется на основе равенства живых сил.

Величина δ на разных передачах коробки скоростей разная.

При больших передаточных числах при разгоне (с учетом инерции маховика) δ может достигать очень большой величины порядка 15—20. При торможении, т. е. при выключенном фрикционе, δ не превышает 1,2.

Из формул (19), (20) и (21) легко определяется ускорение:

$$j = \frac{F_\partial - R_0}{m\delta}; \quad (22)$$

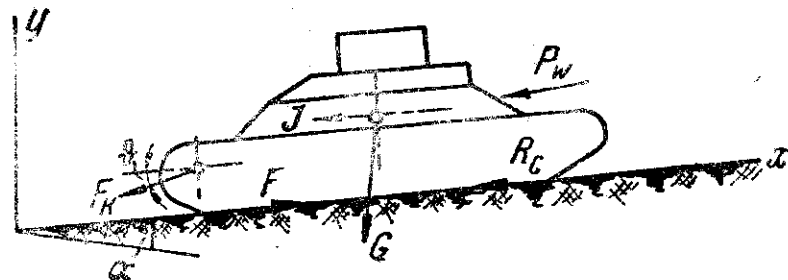
$$j = \frac{F_{cu} - R_0}{m\delta}. \quad (23)$$

Так как в самом начале тягового расчета нами было принято, что крутящий момент двигателя есть величина постоянная, то из формул 22 и 23 следует, что ускорение j — также величина постоянная.

Таким образом весь расчет мы будем строить на равноускоренном или равнозамедленном движении. Величина коэффициента δ должна быть определена конкретно для каждой машины.

2. Общее уравнение движения

Выше мы рассмотрели в отдельности все внешние силы, действующие на танк. Здесь выведем общее уравнение движения. Для этого воспользуемся принципом Д'Аламбера: „Если к внешним силам,



Фиг. 26. Схема сил, действующих на танк при неравномерном движении.

действующим на материальную систему, прибавить силу инерции, то систему можно рассматривать, как находящуюся в равновесии“. На фиг. 26 нанесены все внешние силы, действующие на танк, включая и силу инерции. Уравнением движения будет уравнение проекций на ось $X-X$:

$$F - P_w - F_k \cos \vartheta - J\delta - R_c - G \sin \alpha = 0. \quad (24)$$

Каждая из входящих в это уравнение сил была подробно определена выше. Рассмотрим частные случаи уравнения (24).

Как уже указывалось, силой сопротивления воздуха можно пренебрегать при скоростях движения до 50 км/час.

Тогда уравнение движения примет вид:

$$F - F_k \cos \vartheta - J\delta - (R_c + G \sin \alpha) = 0, \quad (25)$$

но $R_c + G \sin \alpha = R_0$ — суммарное сопротивление движению, тогда

$$F - F_k \cos \vartheta - J\delta - R_0 = 0. \quad (26)$$

В случае равномерного движения танка при отсутствии силы тяги на крюке имеем $F = R_0$,

где
$$F = F_0 = \frac{270 \cdot N_e \cdot \eta}{v} \quad (27)$$

или
$$F = F_{сн} = k_m G \cos \alpha;$$

подставляя эти значения, можем написать:

$$\frac{270 N_e \eta}{v} = \varphi G \cos \alpha + G \sin \alpha$$

или
$$\frac{270 N_e \eta}{Gv} = \varphi \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (27')$$

Величина, стоящая в правой части равенства, называется *суммарным коэффициентом сопротивления движению на подъем* и обозначается буквой φ_0 :

$$\varphi_0 = \varphi \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (28)$$

Формулы (27) и (27') могут быть написаны теперь в виде:

$$F = \varphi_0 G;$$

$$\frac{270 N_e \eta}{v} = \varphi_0 G \quad (F_0 < F_{сн}).$$

При $F_{сн} < F_0$, что может случиться при малых скоростях движения, получим:

$$k_m \cos \alpha = \varphi_0.$$

Из равенства $F = \varphi_0 G = kG \cos \alpha$, где k — *потребный коэффициент сцепления с грунтом*; раскрывая выражение φ_0 , получим:

$$k = \varphi + \operatorname{tg} \alpha, \quad (29)$$

а в пределе:

$$k_m = \varphi + \operatorname{tg} \alpha_m. \quad (29')$$

3. Определение скорости движения. Буксование

Обычное определение скорости движения машины по радиусу ведущего колеса может в гусеничной машине дать неточный результат. Это объясняется тем, что гусеничная лента движется по ведущему колесу с некоторым скольжением, а главное, гусеница охватывает колесо по многоугольнику, а не по окружности. Поэтому в гусеничных машинах скорость определяется по иной формуле, чем в колесных, а именно:

$$v = \frac{0,06 z \cdot l \cdot n}{i}, \quad (30)$$

где z — число звеньев гусеничной цепи, проходящих через ведущую зубчатку за один оборот ее,

l — шаг гусеничной цепи в м,

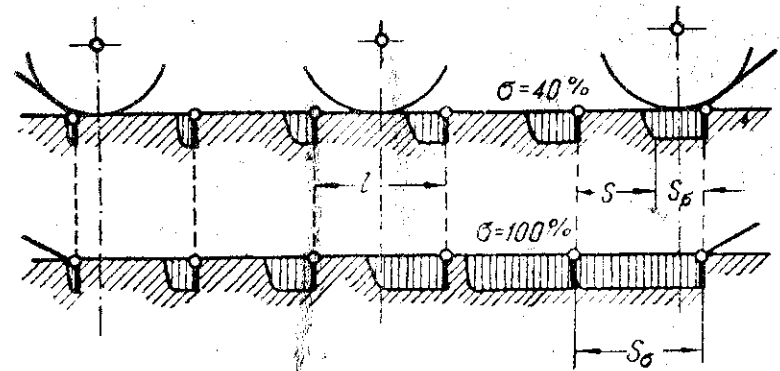
n — число оборотов двигателя,
 i — передаточное число трансмиссии,
 v — скорость движения в км/час.

Буксование определяет потерю энергии за счет потери скорости и выражается отношением потерянной энергии N_s к энергии затраченной N . Обозначая буквой σ коэффициент буксования, будем иметь:

$$\sigma = \frac{N_s}{N} = \frac{F \cdot v_r - Fv}{F \cdot v_r} = 1 - \frac{v}{v_r}.$$

Если определить σ на длине шага цепи l (фиг. 27), то

$$\sigma = \frac{v_r - v}{v_r} = \frac{l - s}{l} = \frac{s_s}{l}, \quad (31)$$



Фиг. 27. Схема сдвига шпор в грунте при буксовании.

т. е. физически буксование выражается в образовании лунок от шпор гусеницы в грунте, получившихся вследствие продольного сдвига шпор на величину:

$$s_s = \sigma l.$$

На фиг. 27 схематически изображено постепенное нарастание продольного сдвига шпор по мере передвижения машины вдоль гусеницы и выхода из зацепления с грунтом задних звеньев.

Все шпору сдвигаются каждый раз на одинаковую величину, и, таким образом, чем ближе шпору к заднему катку, тем большее число раз она сдвинулась и тем большую по длине образовала лунку.

Передняя шпору, хотя и вошла в зацепление, но создать достаточно большого сопротивления сдвигу не может, так как опирается на рыхлый неспрессованный еще грунт.

Действительная скорость машины v с учетом буксования, очевидно, будет меньше теоретической v_r и определится по формуле

$$v = (1 - \sigma) v_r. \quad (32)$$

У гусеничных машин буксование имеет значение только при больших перегрузках или на рыхлых грунтах.

В нормальных условиях работы величина ее не должна превышать 5%.

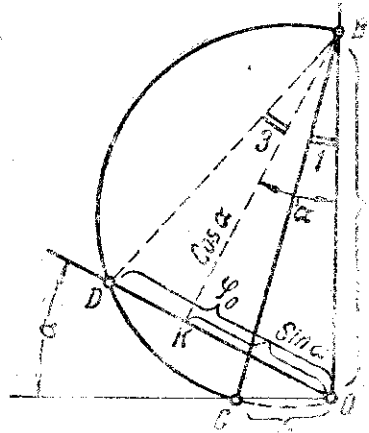
4. Графические методы решения задач

Графический метод решения задачи имеет большие преимущества по сравнению с аналитическим методом вследствие своей простоты и наглядности. Точность его вполне достаточна, так как она не выходит из пределов тех ошибок, которые мы допускаем, задаваясь эмпирическими коэффициентами. Рассмотрим ряд графических способов решения задач.

Равномерное движение танка

При равномерном движении танка имеет место следующее равенство

$$R_0 = F = G(\varphi \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (27)$$



Фиг. 28. Графическое построение суммарного коэффициента сопротивления движению в зависимости от φ и α .

Построение заключается в следующем: на вертикальной оси откладывается произвольный отрезок $OB = 1$, от точки O на горизонтальной оси откладываем в том же масштабе отрезок $OC = \varphi$.

Из середины линии CB проводим окружность радиусом $\frac{CB}{2}$; если нам известен угол α , то из точки O проводим прямую под углом α к горизонтальной оси, тогда отрезок $OD = \varphi_0$.

Доказательство: $\angle BDO = \angle BCO$, как опирающиеся на одну и ту же дугу окружности. Следовательно, $\angle 1 = \angle 3$. Тогда $DK = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg}(3) = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg}(1) = \varphi \cdot \cos \alpha$; так как $KO = \sin \alpha$, следовательно, $DK + KO = DO = \varphi \cos \alpha + \sin \alpha$.

Если нам задана величина φ_0 , и потребуется определить угол α , то для этого достаточно из точки O провести окружность радиусом $r = \varphi_0$ до пересечения с окружностью CDB и полученную точку пересечения D соединить с точкой O .

В задачах тягового расчета почти всегда приходится проверять расчет по сцеплению.

Сила тяги по сцеплению определяется следующим равенством

$$F_{сч} = k_m \cdot G \cdot \cos \alpha_m$$

или

$$\frac{F_{сч}}{G} = k_m \cdot \cos \alpha_m = \varphi_{сч}.$$

или

$$\varphi_0 = \varphi \cos \alpha + \sin \alpha.$$

Графическое построение этой формулы представлено на фиг. 28.

Здесь $OB = 1$, $OC = \varphi$, $OD = \varphi_0$ или, что то же самое,

$$OB = G, \quad OC = \varphi G \text{ и} \\ OD = G(\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) = R_0.$$

Построение заключается в следующем: на вертикальной оси откладывается произвольный отрезок $OB = 1$, от точки O на горизонтальной оси откладываем в том же масштабе отрезок $OC = \varphi$.

Из середины линии CB проводим окружность радиусом $\frac{CB}{2}$; если нам известен угол α , то из точки O проводим

Предельный угол α_m по сцеплению определим, откладывая (фиг. 29) по горизонтали $\frac{k_m}{2}$ и засекая на окружности BC точку E из центра p радиусом $\frac{k_m}{2}$.

Доказательство:

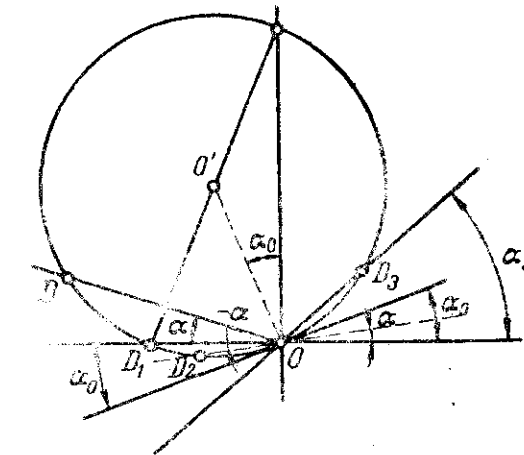
$$EO = 2 \cdot \frac{k_m}{2} \cos \alpha_m = \varphi_{сч}.$$

В масштабе

$$BO = G, \quad EO = F_{сч}.$$

Приведенный метод графического решения распространяется и на случай движения под уклон $(-\alpha)$ с торможением гусениц.

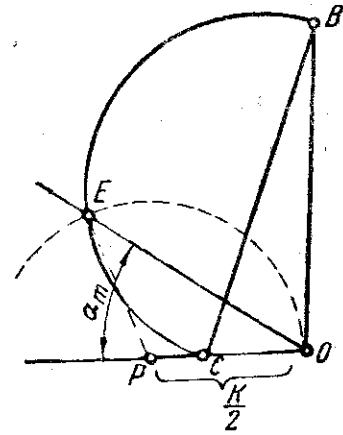
Действительно, чтобы осуществить равномерное движение машины, мы должны иметь условие: $\varphi_0 = \frac{F}{G}$, где F — сила тяги на гусеницах. Если φ_0 отрицательно, то сила тяги F также имеет отрицательное значение, т. е. она направлена против движения машины и, следовательно, это — сила торможения. Исследуем построение фиг. 30 при разных величинах угла α и коэффициента φ_0 . Будем перемещать точку D вниз по дуге окружности. Когда точка D займет положение D_1 , то угол $\alpha = 0$, следовательно, движение возможно только на горизонтальном участке пути при $\varphi_0 = D_1O$. Если двигатель не дает силы тяги, равной D_1O , а дает лишь D_2O , то движение возможно только при отрицательном угле подъема, т. е. на уклоне $(-\alpha)$.



Фиг. 30. Графическое построение φ_0 при различных углах.

Если сила тяги двигателя равна 0 (сцепление выключено), то точка D переместится в начало координат O , и мы определим построением

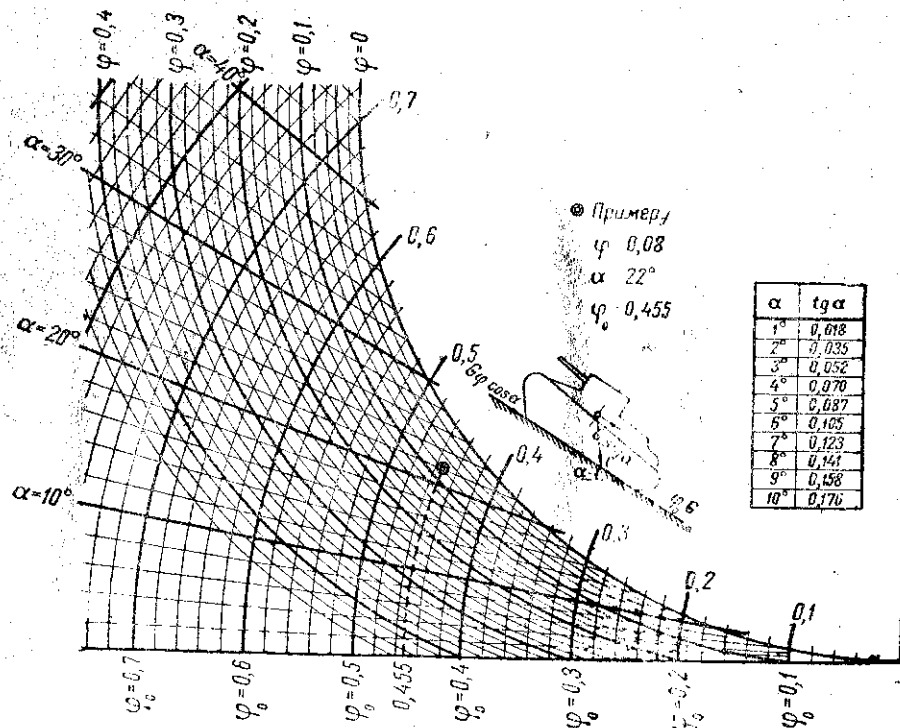
равномерное движение под уклон α_0 (секущая перейдет в касательную в точке O). С увеличением уклона больше α_0 необходимо иметь отрицательную силу тяги OD_3 (притормаживать гусеницы), чтобы осуществить равномерное движение танка.



Фиг. 29. Графическое построение для проверки расчета по сцеплению.

Заметим, что если соединить центр окружности O_1 с началом координат, то угол между вертикальной осью и радиусом OO_1 будет равен углу α_0 .

При графическом построении мы приняли условие, что движение равномерное. Вообще говоря, это совсем не обязательно. Действительно, на основании принципа Д'Аламбера, если к действующим силам добавить силу инерции, то можно рассматривать систему, как находящуюся в покое или в равномерном движении. Таким образом, если нам



Фиг. 31. Номограмма для определения суммарного коэффициента сопротивления движению.

известны сила инерции (δJ) или закон ее изменения (при переменном ускорении), то графическое построение остается в силе.

Следовательно, приведенная нами полирная диаграмма является общим построением для любых условий движения гусеничной машины.

Из построения фиг. 28 получена номограмма (фиг. 31) значений φ_0 для положительных величин углов α . Метод пользования номограммой приведен на ней в качестве примера, поэтому здесь мы не будем на нем останавливаться.

5. Примерные задачи

Задачи, разбираемые в тяговом расчете, могут иметь самый разнообразный характер. Это объясняется исключительными условиями работы гусеничной машины вообще и танка в частности. Трудно указать на

наиболее типичные задачи, так как практика ставит перед боевой машиной все новые и новые задачи, предупредить которые не представляется возможным. Достаточно указать на сотни приспособлений, вводимых непосредственно в частях по требованию практики вождения, чтобы стало ясно, что инженеру необходимо развивать в себе навыки приложения теории к решению любой из практических задач. Поэтому мы не ставим перед собой задачи дать все типичные методы решения, а имеем лишь целью указать общий метод подхода к решению практических задач на основе теории танка.

При решении задачи в большинстве случаев удобнее исходить от искомой величины и, постепенно исключая из формулы, в которую входит искомая величина, все вошедшие с ней величины, получать нужный результат. Для исчерпывающего анализа наиболее желательное решение задачи сперва алгебраическое, а потом арифметическое. Но в большинстве сложных задач полное алгебраическое решение приводит к слишком громоздким формулам. В таком случае задачу надо решать по этапам, подставляя в конце каждого этапа цифровые величины.

Разберем ряд задач и на них конкретно покажем, как определить основные параметры тягового расчета гусеничной машины.

Почти все задачи тягового расчета надо стремиться свести к решению уравнения движения (24) гусеничной машины, исходя в большинстве случаев из условий движения (14).

Задачи

Общие условия: вес танка $G = 10 \text{ т}$, нормальная эффективная мощность двигателя $N_e = 300 \text{ л. с.}$, нормальное число оборотов двигателя $n = 2000 \text{ об/мин}$, постоянное передаточное число трансмиссии $i_0 = 10$.

Передаточные числа коробки скоростей

$$i_I = 4, i_{II} = 2,5, i_{III} = 1,5, i_{IV} = 1.$$

Произведение числа зубьев ведущего колеса на шаг гусеницы $L \cdot I = 2,3 \text{ м}$.

Задача 1. Определить предельный угол подъема танка при равномерном движении.

Решение. Очевидно, предельный подъем определяется условием равномерного движения танка на этот подъем, т. е.

$$R_0 = F_0 < F_{сч}.$$

Первое условие $R_0 = F_0$ решается подстановкой:

$$R_0 = (\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) G$$

и

$$F_0 = \frac{270 \eta \cdot N_e}{v_1}$$

Неизвестная величина v_1 определяется из

$$v_1 = \frac{0,06 z l n}{i};$$

η принимаем $= 0,75$.

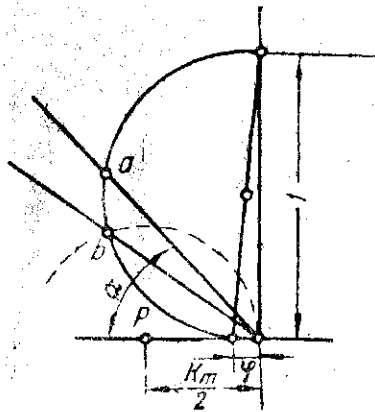
После подстановки цифр получаем

$$v_1 = 7 \text{ км/час}; F_d = 8680 \text{ кг}$$

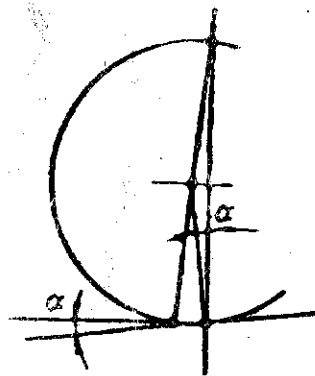
$$\varphi \cos \alpha + \sin \alpha = \frac{F_d}{G} = 0,86.$$

Задавшись φ , угол α определяем или обычной тригонометрической подстановкой или проще графически (фиг. 32).

Второе условие $F_d < F_{сц}$ может быть проверено определением α_m по сцеплению по формуле $\operatorname{tg} \alpha_m = k_m - \varphi$ (29) или графически, откладывая отрезок $OP = \frac{k_m}{2}$ и засекая дугой радиуса $\frac{k_m}{2}$ из центра P точку b , определяющую наибольший угол подъема $\alpha_{сц}$. Так как $\alpha_{сц} < \alpha$ по двигателю, то, очевидно, $\alpha_{сц}$ есть предельный угол подъема, преодолеваемый танком.



Фиг. 32. Графическое решение задачи тягового расчета.



Фиг. 33. Графическое определение угла равномерного спуска.

Задача 2. При каком угле уклона ($-\alpha$) будет иметь место равномерное движение машины при отжатых тормозах и фрикционах.

Решение. Из условия равномерного движения под уклон ($-\alpha$):

$$R_0 = F_d < F_{сц};$$

при $F_d = 0$ получаем:

$$R_0 = (\varphi \cos \alpha - \sin \alpha) G = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = -\varphi.$$

Графическое определение угла α показано на фиг. 33.

Задача 3. Какая потребуется мощность двигателя при спуске под уклон $\alpha = 15^\circ$ с постоянной скоростью 10 км/час.

Решение. Формула потребной мощности двигателя

$$N_e = \frac{R_0 v}{270 \eta},$$

R_0 определится из условия равномерного движения

$$R_0 = F_d < F_{сц}.$$

После подстановки получаем:

$$F_d = (\varphi \cos \alpha - \sin \alpha) G = (0,06 \cdot 0,966 - 0,259) 10000 = -2010 \text{ кг},$$

и потребная мощность на гусеницах

$$N_e = \frac{-2010 \cdot 10}{270} = -74 \text{ л. с.}$$

Знак ($-$) показывает обратное предполагаемому направлению движения энергии, т. е. от гусеницы к двигателю или к тормозу, до которого дойдет часть за вычетом потери в трансмиссии

$$N_T = N_e \cdot \eta = 74 \cdot 0,85 = 63 \text{ л. с.}$$

Задача 4. Какой длины подъем на Δz больше предельного может взять танк и как этого достичь.

Решение. В задаче 1 было установлено, что на данном подъеме танк будет буксовать на нижней передаче, а потому необходимо использовать дополнительную силу инерции J_0 , не зависящую от сцепных свойств грунта, т. е. двигаться с замедлением $j = \frac{J_0}{\delta m}$ на высшей передаче коробки скоростей.

Условие замедленного движения:

$$R_0 > F_d < F_{сц} \text{ без буксования,}$$

$$R_0 > F_{сц} < F_d \text{ с буксованием гусениц.}$$

После подстановки и добавления силы инерции

$$(\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) G = F_d + J,$$

откуда определяются потребная сила инерции и по ней необходимое замедление движения

$$j = \frac{J_0}{\delta m}.$$

Длина подъема s определяется из $v_m^2 - v_1^2 = 2js$. Эту же задачу можно решить, пользуясь уравнением живых сил

$$\frac{\delta m}{2} (v_m^2 - v_1^2) + F_d s = R_0 s.$$

v_m — наибольшая скорость, какую может развить танк на горизонтальном участке пути $= \frac{75 \cdot \eta \cdot N_e}{\varphi G}$ м/сек.

v_1 — наименьшая скорость, при которой еще возможна работа двигателя. Если принять, что число оборотов мотора допускает снижение в четыре раза, то

$$v_1 = 0,25 v_m \text{ м/сек}$$

$$R_0 = (\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) G$$

$$F_d = \frac{270 \cdot \eta \cdot N_e}{v_m} = \text{const.}$$

Необходимо проверить силу тяги по двигателю на сцепление так, чтобы

$$F_{сч} \geq F_{\delta}.$$

Задача 5. При валке леса трактор привязали к дереву тросом и дали ему разгон до наибольшей скорости при угле $\alpha = 10^\circ$. Произошел обрыв стержня крюка.

Установить причину поломки, если максимальная расчетная стрела прогиба пружины крюка 100 мм, при нагрузке 5000 кг.

Приведенный вес трактора равен 10 т, $v_{\max} = 7 \text{ км/час}$, $N_e = 90 \text{ л. с.}$

Решение. Составляем уравнение работ:

$$\frac{Mv^2}{2} + (F_{\delta} - R_0)s = \int_0^{P_{\max}} P ds.$$

В левой части этого равенства дана работа движущих сил машины, в правой части — работа, производимая на крюке сжатием пружины. S — стрела прогиба пружины, P — нагрузка на пружину. Между P и S имеется линейная функциональная зависимость

$$P = ms,$$

где m (модуль пружины) равно $\frac{5000}{100} = 50 \text{ кг/мм}$.

Определяем последовательно:

$$F_{\delta} = \frac{270 \cdot \eta \cdot N_e}{v_{\max}} = \frac{270 \cdot 0,7 \cdot 90}{7} = 2400 \text{ кг},$$

$$\frac{Mv^2}{2} = \frac{G}{2g} \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 = 1900 \text{ кгм},$$

$$R_0 = G [\varphi \cos(-\alpha) + \sin(-\alpha)] = 260 \text{ кг},$$

и подставляем:

$$1900 + 2600s = \int_0^{P_{\max}} P \cdot ds.$$

Заменив P через $m \cdot s = 50 \cdot 000 \cdot s$ и произведя интегрирование, получим:

$$1900 + 2600s = 50 \cdot 000 \cdot \frac{1}{2} s^2,$$

$$s = 0,332 \text{ м}.$$

Прогиб пружины перешел предел (100 мм) с последующим ударом, величина которого зависит от упругих свойств каната и дерева.

Глава II

УСТОЙЧИВОСТЬ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Как известно из теоретической механики, всякое тело может находиться в состоянии устойчивого — I (фиг. 34) и неустойчивого равновесия — II. Из неустойчивого равновесия выведенное тело будет или падать (III) или вернуться в положение I.

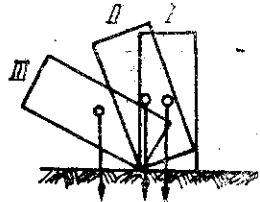
Устойчивым равновесием называют такое положение, когда равнодействующая внешних сил пересекает грунт в пределах опорного габарита, понимая под последним фигуру, очерченную осью опрокидывания.

Из механики известно, что изменить равновесие тела могут только внешние силы. Внутренние силы не могут изменить равновесия тела, как взаимно уравновешенные внутри его. Это, на первый взгляд очевидное положение, приводит часто к большим недоразумениям.

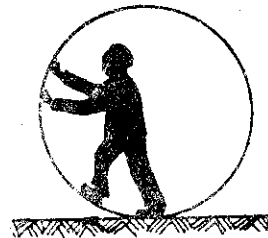
Приведем несколько примеров. При выстреле из пушки внутри канала последней развивается давление газов, выбрасывающее снаряд.

Давление газов является внутренней силой по отношению к орудью, а значит, не может вызвать движения последнего. Однако мы знаем, что после выстрела орудие откатывается. Это происходит потому, что для орудия и снаряда по отдельности сила давления газов является внешней силой. Центр инерции обеих масс, т. е. орудия и снаряда, остается и после выстрела на месте.

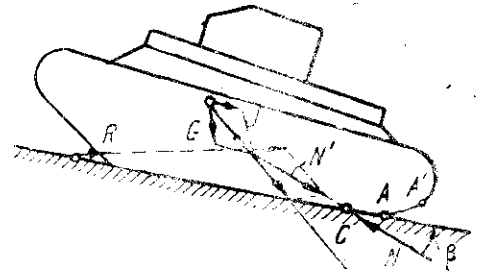
Рассмотрим еще один пример. Представим себе человека, находящегося в шаре. Если шар находится на идеально гладкой поверхности, то какие бы движения ни совершал человек, они не вызовут движения шара по поверхности, т. е. он будет только вращаться на месте. Вращение обуславливается тем, что внутри системы происходит перераспределение масс под действием внутренних сил. Центр инерции системы — человек + шар — остается на месте (фиг. 35).



Фиг. 34. Схема состояния равновесия тела.



Фиг. 35. Схема, иллюстрирующая понятие внешней силы (реакции грунта).



Фиг. 36. Схема графического определения положения центра давления.

Если шар с человеком поместить на шероховатую поверхность, создающую трение, то система придет в движение. Причиной движения будет появившаяся внешняя сила реакции грунта, действующая на шар в точке его соприкосновения с грунтом.

На основании сказанного можно заключить, что крутящий момент двигателя машины, являющийся внутренним моментом системы, может вызвать движение машины только тогда, когда будет обеспечена соответствующая внешняя сила (реакция грунта).

При изучении равновесия машины нужно принимать в расчет только внешние силы, действующие на нее.

Условие устойчивости танка заключается в том, что равнодействующая всех действующих на танк внешних сил без реакции или, что то же, равнодействующая реакций должна проходить внутри опорного габарита танка.

На фиг. 36 дана схема действующих сил.

Здесь R — лобовое сопротивление движению,

G — вес танка,

J — сила инерции (поступательно движущихся частей танка).

Инерционными моментами вращающихся деталей пренебрегаем.

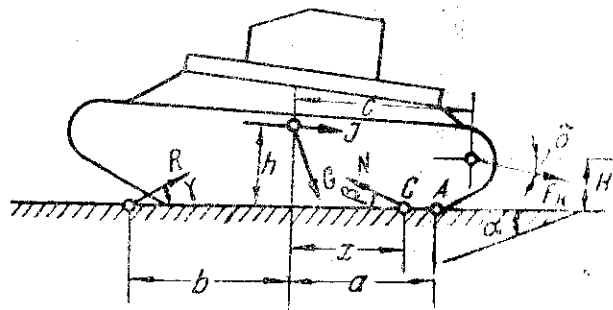
Графическим сложением сил мы получаем равнодействующую N' и реакцию грунта N . Как видно из фиг. 36, точка пересечения линии действия силы N' (точка C) лежит внутри опорной длины гусениц. Следовательно, танк находится в равновесии (при жесткой подвеске).

Если точка C переместится за крайнюю точку гусениц A , то наступит опрокидывание до нового опорного габарита AA' . При совпадении точек A и C танк будет находиться в состоянии неустойчивого равновесия.

Обозначим угол наклона реакции N к плоскости движения через β , тогда проекция реакции N на плоскость движения $N \cos \beta$ равна силе тяги F , как единственной силе, направленной по движению. Это положение очень важно для всех дальнейших графических построений.

1. Общее уравнение устойчивости. Центр давления

В предыдущем параграфе мы видели, что устойчивость машины определяется положением точки C , приложения реакции грунта к гусенице машины. Эта точка называется *центром давления*, и по ее положению определяется устойчивость танка в случае жесткой подвески (фиг. 37)



Фиг. 37. Схема сил, действующих на танк (для аналитического определения положения центра давления).

Если обозначить проекцию расстояния от центра тяжести до центра давления буквой x , а до крайней точки A буквой a , то условие устойчивости будет выражаться следующим неравенством:

Если $x > a$ — машина опрокидывается.

Если $x < a$ — машина устойчива.

Для нас имеет значение не только констатировать факт, что танк находится в состоянии устойчивости, но и уметь оценить запас устойчивости танка. Будем характеризовать запас устойчивости танка *коэффициентом устойчивости* m

$$m = \frac{a - x}{a}$$

или

$$m = 1 - \frac{x}{a}. \quad (34)$$

Величина a нам, обычно, известна из основных размеров машины. Значение x определяется из условия равновесия внешних сил. Для определения x напишем уравнение моментов относительно центра давления

$$hJ + G \cdot h \sin \alpha + R(x + b) \sin \gamma + F_n l \cos \delta + F_n(c - x) \sin \delta = xG \cos \alpha.$$

Практически в гусеничной машине можно пренебречь углом γ как величиной незначительной; тогда

$$h(J + G \sin \alpha) + F_n(H \cos \delta + c \sin \delta) - x(F_n \sin \delta + G \cos \alpha) = 0,$$

откуда

$$x = \frac{(J + G \sin \alpha)h + F_n(H \cos \delta + c \sin \delta)}{F_n \sin \delta + G \cos \alpha}. \quad (36)$$

При отсутствии силы тяги на крюке

$$x = \frac{J + G \sin \alpha}{G \cos \alpha}. \quad (36')$$

При равномерном движении танка на подъем

$$x = h \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (37)$$

Для движения танка на подъем $\alpha = 45^\circ$, при $h = 0,9$ м, $L = 2,5$ м и $a = 0,52L$ коэффициент устойчивости

$$m = 1 - \frac{2h \operatorname{tg} \alpha}{L} = 1 - \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,5} = 0,28.$$

На горизонтальном участке пути при

$$J = 0, x = 0 \text{ и } m = 1.$$

Как видим, при предельном подъеме машина имеет очень невысокий запас устойчивости. Следует заметить, что при $x < 0$ опрокидывание будет вперед и

$$m = 1 + \frac{x}{L - a}. \quad (34')$$

Если известна прицепка, которую приходится тянуть тягачу, то поперечная сила тяги на крюке $F_n = R'_0$ определяется из

φ_1 — коэффициент сопротивления движению прицепа,
 G_1 — вес прицепа,
 J_1 — сила инерции прицепного груза при ускоренном движении.

Ускорение прицепа равно ускорению тягача.

Условие устойчивости гусеничной машины, идущей без прицепного груза

Устойчивость при подъеме и спуске. Определим наибольшее допустимое значение силы инерции (фиг. 38), при которой центр давления будет находиться в своем крайнем положении — в точке А. Из уравнения устойчивости имеем:

$$(J + G \sin \alpha) h - x \cdot G \cdot \cos \alpha = 0$$

или при $x = a$

$$J_{\max} = \left(\frac{a}{h} \cos \alpha - \sin \alpha \right) G.$$

Наибольшая возможная сила инерции по уравнению движения (25) определяется из условий максимального сцепления гусениц с грунтом

$$J'_{\max} = [(k_m - \varphi) \cos \alpha - \sin \alpha] G.$$

Чтобы танк не мог опрокинуться, необходимо иметь

$$J_{\max} < J'_{\max} \text{ или } k_m - \varphi < \frac{a}{h}.$$

Фиг. 38. Схема сил, действующих на танк при рассмотрении устойчивости.

Величиной φ можно пренебречь, как незначительной по сравнению с k_m , тогда окончательно будем иметь условие устойчивости:

$$k_m \leq \frac{a}{h}, \quad (39)$$

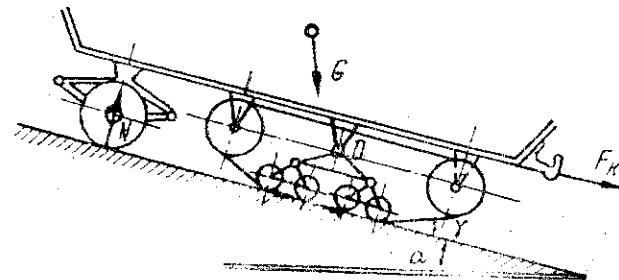
так как практически всегда $\frac{a}{h} > 1$, и $k_m > 1$ только в редких случаях, то отсюда следует, что опрокидывание танка при разгоне мало вероятно.

Устойчивость при разгоне и торможении. В тяговом расчете мы определяем время и путь разгона и торможения танка, не интересуясь возможностью его опрокидывания. Из только что изложенного видно, что машина устойчива во всех случаях движения (подъем, спуск, ускоренное движение, замедленное движение), если соблюдается неравенство (39).

Не следует упускать из вида, что при торможении вследствие неравномерности грунта (камни, кочки) и образования вала перед заторможенной гусеницей неравенство (39) в большинстве случаев не удовлетворяется.

Потеря управляемости полугусеничной машины. В качестве метода подхода к решению вопроса устойчивости определим угол подъема полугусеничной машины (с передними управляемыми колесами), при котором машина теряет управляемость.

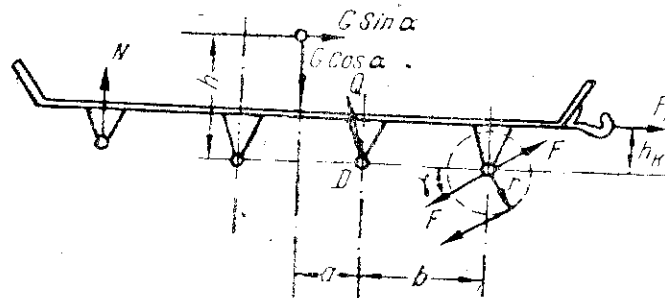
На фиг. 39 представлена полугусеничная машина с одной балансирной подвеской. Передние колеса служат для управления машиной.



Фиг. 39. Схема движения полугусеничной машины на подъеме.

Тип таких машин представляет полугусеничный автомобиль фирмы Ситроен, трактор Самуа и др.

Управляемость машины будет потеряна, если передние направляющие колеса отделиться от грунта на самую ничтожную величину, гусеничная же часть машины останется в прежнем положении относительно грунта. Когда мы рассматривали машину в целом, то нас интересовали внешние



Фиг. 40. Схема действия сил на корпус полугусеничной машины.

силы, действующие на машину. В данном случае происходит движение части машины — ее корпуса, и нас должны интересовать внешние силы, приложенные к корпусу.

Здесь (фиг. 40) к оси ведущего колеса приложены равные и противоположно направленные силы F — тяги машины. На ось ленивца действуют только силы предварительного натяга гусениц, которыми мы пренебрегаем. В оси подвески действует реакция Q , неизвестная ни по направлению, ни по величине.

Машина потеряет управляемость лишь в том случае, если реакция на ось направляющего колеса будет равна нулю. Таким образом эта реак-

ция может быть выброшена из рассмотрения (мы ее сразу приравняем к нулю) $N = 0$.

Возьмем уравнение моментов всех действующих сил относительно точки D оси подвески. Тогда будем иметь

$$hG \sin \alpha - aG \cos \alpha + F_k h_k + F(r + b \sin \gamma) = 0.$$

Если движение равномерное, то сила тяги $F = G(\varphi \cos \alpha + \sin \alpha) + F_k$. При заданном весе прицепного груза G_k и коэффициенте сопротивления движению φ_1 , сила тяги на крюке будет

$$F_k = G_k(\varphi_1 \cos \alpha + \sin \alpha);$$

подставляя значения F_k и F в уравнение моментов, получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{aG - h_k \varphi_1 \cdot G_k - (r + b \sin \gamma)(\varphi G + \varphi_1 G_k)}{hG + h_k G_k + (r + b \sin \gamma)(G + G_k)}$$

Сила тяги F проверяется обычно по силе сцепления

$$F \leq F_{сц.}$$

Как видно из формулы, машина теряет управление, но устойчивости не теряет, так как при подъеме передка плечо h_k уменьшается, и подъем приостанавливается, т. е. машина может двигаться с приподнятыми на воздух передними колесами.

2. Поперечная устойчивость

Поперечная устойчивость при боковом крене

Здесь рассмотрим условия поперечной устойчивости и вопросы сползания машины при боковом крене.

Остановимся сначала на последнем вопросе.

В плоскости поперечного сечения при боковом крене на танк действуют следующие силы (фиг. 41):

G — вес танка, приложенный в центре тяжести.

Q_1 и Q_2 — нормальные реакции грунта на гусеницы.

T_1 и T_2 — касательные реакции грунта, приложенные в плоскости движения. Чтобы машина не сползала, необходимо иметь следующее неравенство сил

$$G \sin \delta \leq T_1 + T_2, \quad (40)$$

$$T_1 = \mu Q_1 \text{ и } T_2 = \mu Q_2,$$

Фиг. 41. Схема сил, действующих на танк при боковом крене.

где μ — коэффициент бокового сдвига.

Природа коэффициента μ та же, что и коэффициента сцепления k_m . Разница лишь в том, что k_m характеризует продольное сцепление гусениц с грунтом, а μ поперечное.

Подставляя в формулу (40) значения T_1 и T_2 , получим

$$G \sin \delta \leq \mu(Q_1 + Q_2).$$

Но $Q_1 + Q_2 = G \cos \delta$, и формула (40) представится в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \delta \leq \mu. \quad (41)$$

Значение коэффициента μ колеблется от 0,15 на снежной укатанной дороге до 0,6 на твердом грунте, т. е. предельный угол бокового крена $\delta_{\max} = 30^\circ$ на твердом грунте. При угле, большем 30° , начнется сползание машины.

Если значение коэффициента μ будет больше 0,6 или какие-либо внешние механические причины создадут препятствия сползанию гусениц, тогда сползания не будет, и станет возможным опрокидывание машины вокруг одной из гусениц. Чтобы выяснить устойчивость машины при боковом крене, надо знать предельное значение бокового крена, при котором возможно опрокидывание.

Определим реакцию Q_1 из уравнения моментов относительно точки B :

$$Q_1 B + hG \sin \alpha - \frac{B}{2} \cdot G \cdot \cos \alpha = 0;$$

отсюда

$$Q_1 = \frac{G}{2} \sin \alpha - \frac{h}{B} \cdot G \cdot \sin \alpha.$$

Условие опрокидывания $Q_1 \leq 0$ и угол δ_{\max} , при котором возможно опрокидывание, определится из:

$$\operatorname{tg} \delta_{\max} = \frac{B}{2h}. \quad (42)$$

Таким образом условием устойчивости будет

$$\operatorname{tg} \delta \leq \frac{B}{2h}. \quad (43)$$

Чтобы машина не сползала и не опрокидывалась при данном боковом крене, необходимо иметь

$$\mu \geq \operatorname{tg} \delta \leq \frac{B}{2h}. \quad (44)$$

Сравнивая формулу (41) с формулой (43), мы можем заключить, что опрокидывание невозможно, если

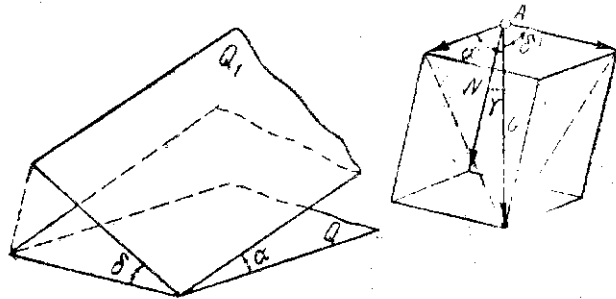
$$\mu \leq \frac{B}{2h}, \quad (45)$$

так как машина будет сползать в сторону.

Сравнивая полученную формулу с формулой (30) продольной устойчивости, мы видим, что они совершенно аналогичны. Этого и следовало ожидать, так как между продольной и поперечной устойчивостью машины принципиального различия нет.

3. Устойчивость на косогоре

Мы разобрали два случая поперечной и продольной устойчивости. При выводах продольной устойчивости нами обращалось внимание на определение положения центра давления машины, как на критерий ее устойчивости. При боковом крене центр давления определяется аналогично тому, как он определялся при подъеме (или спуске). Рассмотрим случай, когда машина идет по косогору, т. е. при одновременном действии подъема α и бокового крена δ . На фиг. 42 плоскость Q есть горизонтальная плоскость, нормально к которой действует сила тяжести G ; плоскость Q_1 есть плоскость движения машины, т. е. плоскость косогора. Требуется определить нормальную составляющую веса к плоскости Q и положение центра давления.



Фиг. 42. Схема разложения сил, действующих на танк на косогоре.

Разлагая силу веса G по параллелепипеду, мы определим нормальную силу N :

$$N = G \cdot \cos \gamma,$$

где γ — угол между нормалью N и вектором веса G . Он определяется из известного соотношения:

$$\cos^2 \alpha' + \cos^2 \delta' + \cos^2 \gamma = 1,$$

или

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha' - \cos^2 \delta'},$$

где

α' и δ' — углы вектора G при вершине A ; $\alpha' = \frac{\pi}{2} - \alpha$ и $\delta' = \frac{\pi}{2} - \delta$.

Тогда

$$N = G \sqrt{\cos^2 \alpha - \sin^2 \delta}.$$

Для определения координат центра давления примем за ось x продольную ось танка, за ось y — поперечную ось танка. Точку A паралле-

лелина расположим в центре тяжести и высоту параллелепипеда примем равной высоте центра тяжести. Тогда

$$x = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\cos^2 \alpha - \sin^2 \delta}} \cdot h; \quad y = \frac{\sin \delta}{\sqrt{\cos^2 \alpha - \sin^2 \delta}} \cdot h.$$

4. Поперечная устойчивость при повороте. Критические радиусы поворота

При повороте танка, кроме всех сил, разобранных в предыдущем параграфе, действует еще центробежная сила (фиг. 43). Центробежная сила может совпадать по своему направлению с составляющей веса параллельной плоскости движения и может быть ей противоположна.

Наиболее неблагоприятный случай будет (фиг. 43), когда центробежная сила совпадает по направлению с составляющей веса ($G \sin \delta$) и повышает вероятность заноса машины или ее опрокидывания.

Выясним, при каких радиусах возможен поворот танка при боковом крене.

Определим, как и в предыдущем параграфе, условие прочности бокового сцепления.

Уравнение проекций сил на плоскость движения

$$C + G \sin \delta - (T_1 + T_2) = 0. \quad (46)$$

Условия сцепления с грунтом

$$T_1 + T_2 = \mu G \cos \delta. \quad (47)$$

Центробежная сила определяется по формуле

$$C = \frac{mv_0^2}{13R_0}. \quad (48)$$

где m — масса машины; $m = \frac{G}{g}$,

v_0 — скорость движения центра тяжести в км/час,

R_0 — радиус окружности, по которому движется ц. т.

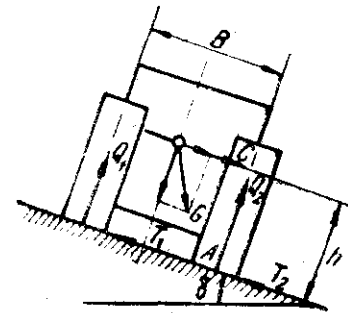
В расчете танков и тракторов принято считать за радиус поворота машины радиус по внешней колее, т. е.

$$R = R_0 + \frac{B}{2}.$$

Как будет выяснено ниже, в теории поворота для танка, имеющего в качестве механизма поворота простой или двойной дифференциал, скорость центра тяжести при повороте равна скорости прямолинейного движения, с которой шла машина до поворота.

После подстановки C и $T_1 + T_2$ в уравнение (46) получаем

$$\frac{Gv_0^2}{13g \left(R - \frac{B}{2} \right)} + G \sin \delta - \mu G \cos \delta = 0,$$



Фиг. 43. Схема сил, действующих на танк при повороте с боковым креном.

откуда легко определяется предельный радиус поворота по заносу R_{μ} .

$$R_{\mu} = \frac{v_0^2}{13g\mu_0} + \frac{B}{2}, \quad (49)$$

где $\mu_0 = \mu \cos \delta - \sin \delta$ — суммарный коэффициент сопротивления боковому сдвигу при крене δ .

При $\delta < 10^\circ$ можно принимать $\mu_0 \approx \mu - \text{tg } \delta$.

Если на танке вместо дифференциала имеются бортовые фрикционы, то скорость забегающей v_{β} (идушей по наружной колее) гусеницы равна скорости v прямолинейного движения, с которой начался поворот.

Скорость центра тяжести v_0 машины и скорости забегающей гусеницы относятся, как радиусы $R - \frac{B}{2}$ и R ,

$$v_0 = \frac{2R - B}{2R} \cdot v,$$

$$R_0 = R - \frac{B}{2}.$$

Тогда центробежная сила

$$C = \frac{G}{26g} \cdot \frac{2R - B}{R^2} \cdot v^2.$$

Подставляя это выражение в формулу (46), получим

$$\frac{2R - B}{26gR^2} \cdot v^2 - \mu_0 = 0.$$

Решая это квадратное уравнение, будем иметь выражение для наименьшего возможного радиуса поворота по заносу танка с бортовыми фрикционами

$$R_{\mu} = \frac{v^2}{26g\mu_0} \left[1 \pm \sqrt{1 - \frac{26g\mu_0}{v^2} \cdot B} \right]. \quad (50)$$

Определим теперь предельный радиус поворота по опрокидыванию.

По фиг. 43 уравнение моментов, действующих при повороте сил относительно точки A (центра давления забегающей гусеницы), будет

$$Q_1 B + G \cdot h \cdot \sin \delta + Ch - \frac{B}{2} G \cos \delta = 0.$$

При опрокидывании $Q_1 = 0$, тогда имеем

$$G \cdot h \cdot \sin \delta + Ch - \frac{B}{2} \cdot G \cdot \cos \delta = 0. \quad (51)$$

Центробежная сила, как было указано выше, определяется формулой

$$C = \frac{2Gv_0^2}{13g(2R - B)},$$

если механизм поворота — дифференциал, и

$$C = \frac{G \cdot (2R - B) v^2}{26gR^2},$$

если механизм поворота — бортовые фрикционы. Подставляя значение C в уравнение (51), будем иметь формулы предельных радиусов поворота по опрокидыванию танка

$$R_{\lambda} = \frac{v^2}{13g\lambda_0} + \frac{B}{2}, \quad (52)$$

где по аналогии с предыдущим

$$\lambda_0 = \frac{B}{2h} \cos \delta - \sin \delta.$$

Для танка с бортовыми фрикционами соответственно будем иметь:

$$R_{\lambda} = \frac{v^2}{26g\lambda_0} \left[1 + \sqrt{1 - \frac{26g\lambda_0}{v^2} \cdot B} \right]. \quad (53)$$

При $\delta < 10^\circ$ можно принимать $\lambda_0 \approx \frac{B}{2h} - \text{tg } \delta$.

Так как величина $\frac{B}{2h}$ всегда больше μ , то, следовательно,

$$R_{\mu} > R_{\lambda},$$

т. е. радиус поворота по опрокидыванию меньше радиуса поворота по заносу.

Вероятность заноса машины больше, чем ее опрокидывание.

Это справедливо только в том случае, если поворот происходит на ровном грунте. Если на грунте имеются кочки или впадины, наскокивание на которые может вызвать повышение $\mu > \frac{B}{2h}$, станет возможно опрокидывание машины.

Чтобы предотвратить его, не следует разрешать водителю на соответствующих скоростях поворот с предельным по опрокидыванию радиусом. Танк должен иметь радиус поворота всегда больше R_{μ} , который может быть легко подсчитан для каждого грунта и каждой скорости движения.

5. Определение центра тяжести и моментов инерции

Почти во всех вопросах устойчивости танка приходится иметь дело с положением центра тяжести машины. В отдельных вопросах динамики танка приходится сталкиваться также с определением моментов инерции массы танка.

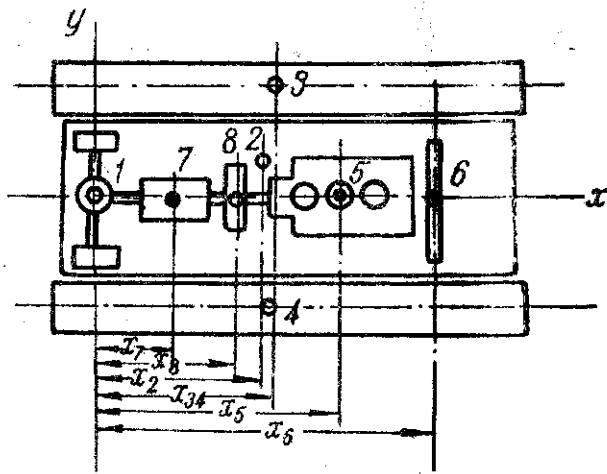
Так, при изучении поворота нам потребуется знать момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести. При рассмотрении некоторых других вопросов потребуется определить момент инерции относительно поперечной оси.

Определение координат центра тяжести танка

Аналитически координаты центра тяжести подсчитывают по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} x_{ц.т.} &= \frac{\sum q_i x_i}{\sum q_i} = \frac{\sum q_i x_i}{G}, \\ y_{ц.т.} &= \frac{\sum q_i y_i}{\sum q_i} = \frac{\sum q_i y_i}{G}, \\ z_{ц.т.} &= \frac{\sum q_i z_i}{\sum q_i} = \frac{\sum q_i z_i}{G}, \end{aligned} \right\} (54)$$

где q_i — вес отдельных агрегатов машины, x, y, z — координаты их центров тяжести от выбранных осей; на фиг. 44 за эту ось принята ось, проходящая через центры ведущих зубчаток.



Фиг. 44. Схема для определения координат центра тяжести.

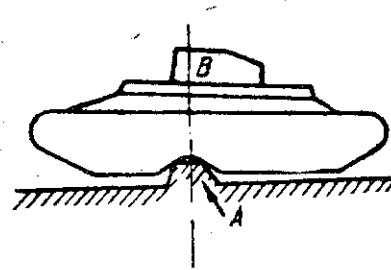
Практический расчет по определению координат центра тяжести производят по следующей схеме:

1. Определение веса и центра тяжести отдельных механизмов (коробки скоростей, двигателя и т. д.).
2. Определение центра тяжести и веса группы механизмов (ходовая часть с входящими в нее агрегатами: лента, ленивец и т. д.).
3. Определение центра тяжести и веса всего танка.

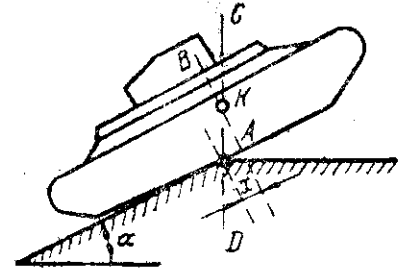
Обычно определение координат центра тяжести производится не одним работником, а целой группой. Здесь важно согласовать точно работу каждого расчетчика. Для этого результаты отдельных расчетов записываются в сводную таблицу.

№ по пор.	Наименование агрегатов ¹	Принятые оси агрегатов x—x y—y	Вес агрегата кг	X, см	Y, см	Z, см
1	Бортовой фрикцион	x—x ось симметрии y—y " б. фрикц. ось симметрии	25	0	-2,1	0
2	Коробка скорости	x—x ось первич. вала y—y " лап крепления и т. д.	70	-33	+11	+2,3
3	Двигатель					

Важно согласовать между всеми участниками расчета выбранные оси координат с тем, чтобы знаки координат (+ или -) были строго согласованы. По своему усмотрению каждый расчетчик задается наиболее удобной для него осью на данном агрегате и вписывает эту ось в свод-



Фиг. 45. Схема приближенного экспериментального определения положения центра тяжести танка (по длине).



Фиг. 46. Схема определения положения центра тяжести по высоте.

ную таблицу с результатом своего расчета. По сводной таблице, зная координаты принятых для агрегатов осей, наносят на план танка координаты центров тяжести их от общих осей для всего танка x_p, y_p, z_p .

Координаты центра тяжести всего танка можно определить по формуле (54) или графически при помощи веревочных многоугольников.

Приведенный метод определения центра тяжести применяется только в случае еще не построенной машины, а имеющейся только в чертежах.

Если машина изготовлена, то, конечно, быстрее и надежнее определять ее центр тяжести экспериментально. Рассмотрим наиболее простые способы.

Для определения координат центра тяжести по длине машины поступают следующим образом: на бревно A (фиг. 45), положенное поперек дороги, наезжают машиной на тихом ходу до тех пор, пока танк не вста-

¹ За отдельные агрегаты обычно берутся: 1) бортовой фрикцион, 2) коробка передач, 3) двигатель, 4) главное сцепление, 5) корпус, 6) бортовая передача, 7) ходовая часть (группа), 8) боеприпасы, 9) бензобак, 10) башня (группа), 11) команда.

нет в показанном на чертеже положении. По отвесу проводят на корпусе машины вертикальную черту (обычно мелом) AB . На этой линии находится центр тяжести танка. Для определения положения центра тяжести по высоте поступают, как показано на фиг. 46.

Танк входит на искусственный подъем с углом α до тех пор, пока его передняя часть не начнет запрокидываться вперед. Практически всегда можно получить равновесие в наклонном положении машины. Проведенная по отвесу вертикальная линия CD даст с ранее полученной линией AB точку пересечения K . Эта точка и будет характеризовать положение центра тяжести по высоте. Действительно, рассматривая смещение центра давления на подъеме, мы вывели формулу

$$x = htg\alpha.$$

Опрокидывание танка в представленном на чертеже положении начнется тогда, когда центр давления несколько перейдет вертикаль, совпадающую с ребром подъема. Зная x и α , можем найти высоту центра тяжести из предыдущей формулы:

$$h = \frac{x}{tg\alpha}.$$

Приведенные способы определения центров тяжести не требуют никаких дополнительных приспособлений и могут быть осуществлены в полевых условиях. Точность полученных результатов определяется искусством экспериментатора и точностью производимых им замеров.

Для нужд практики точность определения координат центра тяжести вполне достаточная. Более точное определение производится на специальном станде.

В первом из указанных выше случаев опыт следует повторить несколько раз, подходя к положению равновесия с двух сторон, и тогда среднее из определений даст наиболее точный результат.

Во втором — опыт следует повторить при разных углах наклона, т. е. при разных точках опоры гусеницы на ребро.

Определение моментов инерции танка

Моментом инерции называется выражение

$$J = \sum_{i=1}^n m_i \rho_i^2,$$

где m_i — масса рассматриваемой детали, ρ_i — расстояние от оси, относительно которой определяется момент инерции.

В дальнейшем нас будут интересовать моменты инерции относительно вертикальной оси танка и относительно его поперечной горизонтальной оси. Обозначим эти оси соответственно через z и y . Обе оси примем проходящими через центр тяжести (фиг. 47).

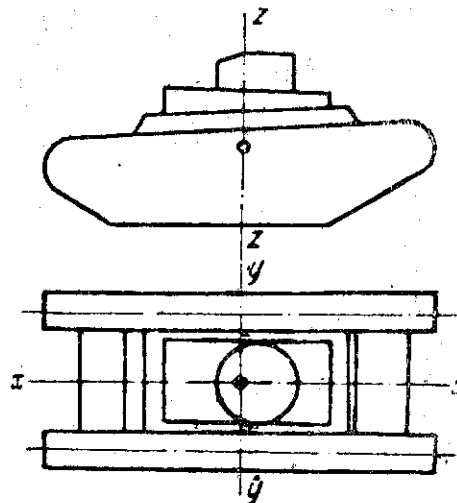
Аналитический способ определения моментов инерции J_z и J_y аналогичен способу определения центра тяжести с той только разницей, что координаты берутся в квадрате.

Для экспериментального определения момента инерции J можно воспользоваться специальным стандом, основанным на принципе бифиляра. Машина на таком станде должна быть установлена на подвешенной в четырех точках на длинных тросах платформе. Если затем платформе дать небольшой угол закручивания, то она придет в колебательное движение относительно своей вертикальной оси.

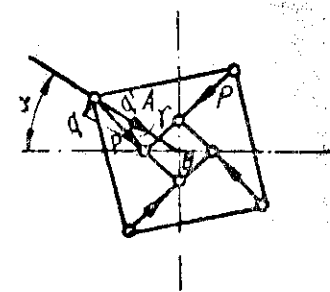
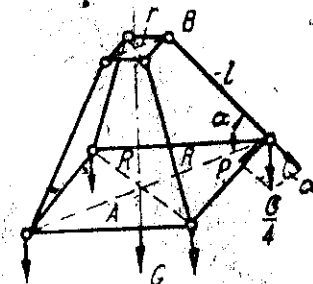
Замеряя по хронометру полный период колебания, можно определить момент инерции.

Разложим вес платформы с машиной G на четыре параллельных составляющих, из которых каждая равна $\frac{G}{4}$ (фиг. 48).

Эти силы, в свою очередь, можно разложить каждую на две составляющих — вдоль гибкой связи (трос) и в



Фиг. 47. Схема расположения осей для определения моментов инерции танка.



Фиг. 48. Схема экспериментального определения момента инерции вокруг вертикальной оси.

плоскости платформы A . Обозначим через α — угол наклона троса с плоскостью пластинки A . Если пренебречь незначительным изменением этого угла при закручивании пластинки, то можно определить силу, лежащую в плоскости A , как

$$P = \frac{G}{4} \operatorname{ctg} \alpha.$$

Как видно из фиг. 48, силы P создают момент, стремящийся вернуть платформу в ее исходное положение. Разложим, в свою очередь, эти силы на две составляющих q и q' . Составляющие q' взаимно уничтожаются. Остаются четыре силы q , которые и вращают платформу. Если угол закручивания принять за φ , то по фиг. 48 можно составить соотношение между величинами

$$r \sin \varphi = l \cos \alpha \cdot \sin \gamma.$$

Здесь r — половина диагонали пластинки B ,
 l — длина троса;
 отсюда

$$\sin \gamma = \frac{r}{l} \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \alpha};$$

сила q определяется из соотношения

$$q = P \cdot \sin \gamma,$$

но

$$P = \frac{G}{4} \cdot \operatorname{ctg} \alpha;$$

тогда из полученных равенств можно определить силу q :

$$q = \frac{G \cdot r}{l \cdot \sin \alpha} \cdot \sin \varphi.$$

Момент всех четырех сил q будет

$$M = 4qR = \frac{R \cdot G \cdot r}{l \cdot \sin \alpha} \cdot \sin \varphi,$$

где R — половина диагонали пластинки A .

На основании принципа Д'Аламбера можем написать:

$$J_z \cdot \ddot{\varphi} + \frac{G \cdot r \cdot R}{l \cdot \sin \alpha} \cdot \sin \varphi = 0;$$

заменив момент инерции J_z через радиус инерции по формуле

$$J_z = m \rho_z^2 = \frac{G}{g} \cdot \rho_z^2$$

и $l \sin \alpha$ через h — расстояние между пластинками, получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\ddot{\varphi} + \frac{rRg}{\rho_z^2 \cdot h} \cdot \sin \varphi = 0;$$

Дифференциальное уравнение для математического маятника имеет вид

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \cdot \sin \varphi = 0.$$

Сравнивая эти два уравнения, видим, что они отличаются только на постоянную величину перед $\sin \varphi$. Следовательно, они имеют аналогичное решение. Период колебания математического маятника выражается формулой:

$$T = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{l}{g}},$$

подставляя вместо $\frac{l}{g}$ величину $\frac{\rho_z^2 \cdot h}{r \cdot R \cdot g}$,

получим

$$T = 2\pi \cdot \rho_z \sqrt{\frac{h}{r \cdot R \cdot g}}.$$

Отсюда можно определить радиус инерции

$$\rho_z = \frac{T}{2\pi} \sqrt{\frac{r \cdot R \cdot g}{h}}.$$

Замеряя экспериментально период полного колебания T , по данной формуле легко определяем ρ_z .

Следует заметить, что угол закручивания φ надо брать небольшой, так как решение приведенного выше дифференциального уравнения справедливо для небольших углов φ (до 10°).

Момент инерции можно определить также по принципу маятника, если танк поставить на горизонтальный мост и дать последнему возможность колебаться. Ход математического рассуждения останется тот же, что и при определении J_z .

На фиг. 49 изображена схема стада для определения координат центра тяжести a и h и момента инерции танка относительно осей, параллельных оси O качания стада, в зависимости от того, как поставлен танк на стаде.

Если известны момент инерции J_0 относительно оси O , масса m_0 , положение центра тяжести D всей системы (стад + танк) и J_c, m_c стада отдельно, то момент инерции J танка относительно той же оси O будет:

$$J = J_0 - J_c = m_0 \rho_0^2 - m_c \rho_c^2.$$

Относительно же оси, проходящей через центр тяжести танка и параллельной оси качания стада:

$$J_a = J - m(h+H)^2 = m_0 \rho_0^2 - m_c \rho_c^2 - m(h+H)^2.$$

Радиус инерции ρ_0 всей системы от оси качания стада O определится аналогично предыдущему случаю на основе закона Д'Аламбера:

$$J_0 \ddot{\varphi} + G_0 l_0 \sin \alpha = 0.$$

Подставляя сюда $J_0 = m_0 \rho_0^2$, получим:

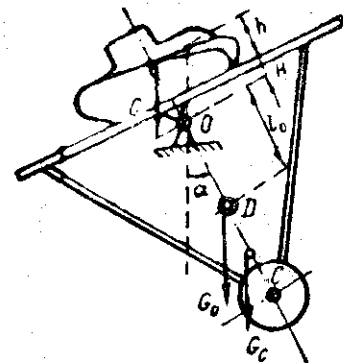
$$\ddot{\varphi} + \frac{g \cdot l_0}{\rho_0^2} \cdot \sin \alpha = 0,$$

т. е. период колебания T_0 ,

$$T_0 = 2\pi \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{1}{g \cdot l_0}}$$

или радиус инерции

$$\rho_0 = \frac{T_0}{2\pi} \cdot \sqrt{g \cdot l_0},$$



Фиг. 49. Схема стада для определения координат центра тяжести.

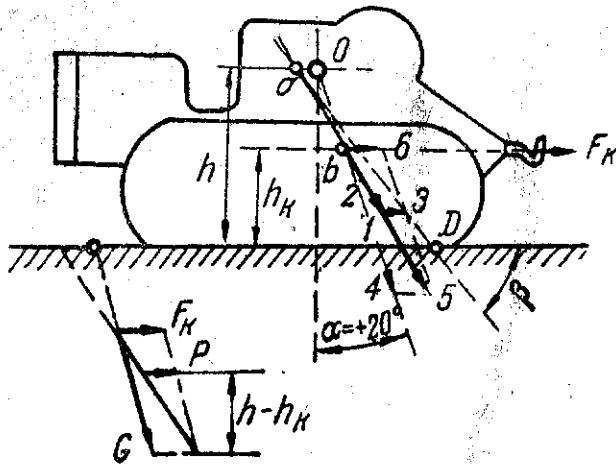
Радиус инерции ρ_c стада должен быть заранее определен тем же методом

$$\rho_c = \frac{T_c}{2\pi} \cdot \sqrt{g \cdot l_c}$$

6. Примерные задачи

Задача 1. Условие. Трактор весом $G = 10 \text{ т}$, идущий на подъем $\alpha = 20^\circ$, имеет силу тяги на крюке $F_k = 2,5 \text{ т}$.

Определить наибольшую допустимую силу инерции, при которой возможно движение. Размеры трактора и положение его центра тяжести (точка O) даны на фиг. 50.



Фиг. 50. Схема сил, действующих на трактор на подъеме.

Решение: а) *Графический способ решения задачи.* Залаемся масштабом сил: в 1-м мм — 500 кг. Тогда вес трактора выразится вектором в 20 мм и сила тяги на крюке F_k вектором в 5 мм. Откладываем вектор веса трактора $O-1$ под углом $\alpha = +20^\circ$. Переносим силу F_k по линии ее действия до пересечения с линией действия силы тяжести. Получим точку b . Опускаем вектор $O,1$ в точку b , будем иметь $b4 = O1$. Складываем геометрически $b6 = F_k$ и $b4 = G$. Имеем равнодействующую $b5$. Продолжаем линию действия этой равнодействующей до пересечения с горизонтальной прямой, проходящей через центр тяжести. Получаем точку a .

Так как мы ищем предельное значение силы инерции, то равнодействующая всех сил (включая и силу инерции) должна пройти через точку опрокидывания D .

Переносим силу $b5$ в точку a ($a2 = b5$) и строим силовой треугольник $a23$. Здесь вектор 23 и есть выраженная в масштабе предельная сила инерции. По чертежу она получилась равной 3,3 мм, или 1600 кг.

Общая равнодействующая $a3$ направлена к плоскости движения под углом $\beta > 50^\circ$, т. е. $k = \text{ctg } 50 = 0,84 < k_m$. Следовательно, сцепление обеспечено, и движение возможно. При полученном значении силы инерции коэффициент устойчивости равен 0. Вопрос о возможности получения силы инерции $J = 1600 \text{ кг}$ определяется из возможностей двигателя.

б) *Аналитический способ решения задачи.* Для определения предельной силы инерции по опрокидыванию берем моменты всех внешних сил относительно точки D .

$$hG \sin \alpha + J_n h + F_k h_k - aG \cos \alpha = 0.$$

Здесь предполагаем, что центр давления находится в точке D (так как определяется предельная сила инерции J_n).

h — положение центра тяжести по высоте,

h_k — высота упругого приспособления (крюка).

Из полученного уравнения моментов определяется предельная сила инерции.

$$J_n = \frac{a}{h} \cdot G \cdot \cos \alpha - \frac{h_k}{h} \cdot F_k - G \sin \alpha;$$

по чертежу определяем

$$\frac{a}{h} = 0,68; \quad \frac{h_k}{h} = 0,55; \quad \sin 20^\circ = 0,34;$$

$$G = 10 \text{ т}; \quad F_k = 2,5 \text{ т}; \quad \cos 20^\circ = 0,94;$$

тогда

$$J_n \approx 1600 \text{ кг}.$$

Задача 2. Условие. Определить наименьшую длину троса, необходимую, чтобы вытащить из воронки потерпевший аварию танк. Размеры взять из чертежа фиг. 51.

Решение. Применим к решению данной задачи графический метод. Чтобы машину можно было вытащить из показанного на фиг. 51 положения, необходимо в первую очередь обеспечить сцепление в точке D . В противном случае вытянуть машину будет труднее, так как она начнет сползать.

Угол β , равнодействующий с плоскостью гусениц, определяется уравнением:

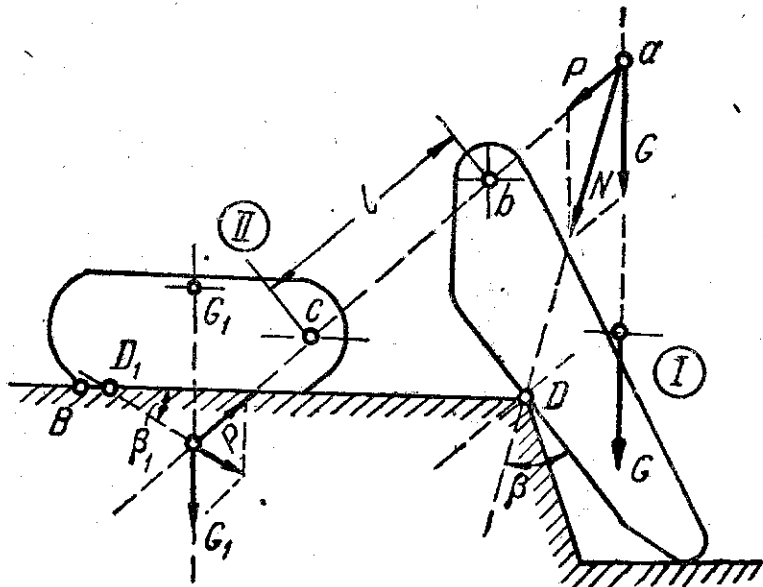
$$k = \text{ctg } \beta.$$

Принимая коэффициент сцепления $k = 0,8$, получим $\beta \approx 50^\circ$. Следовательно, чтобы машина I не сползла, необходимо иметь направление реакции грунта под углом не меньше 50° (при данном k). Отложив этот угол, получим направление равнодействующей. Через точку пересечения этой прямой с линией действия веса машины (точка a) должна проходить сила натяжения троса, которым вытаскивают машину I . Эта сила проходит через две точки a и b (b — точка расположения передних рывов машины I).

Ее величина определяется разложением сил по правилу параллелограмма, как указано на фиг. 51. Наименьшая длина троса будет равна отрезку $bc = l$. Это ясно из того положения, что, если бы мы выбрали

угол $\beta > 50^\circ$, то линия abc была бы более отлогой, и отрезок l стал бы больше полученного нами при $\beta = 50^\circ$.

Необходимо еще провести проверку устойчивости и сцепления для тягача (II). Для этого, зная величину и направление силы тяги на крюке (P), мы можем ее сложить с весом тягача G_1 и таким образом определить центр давления D_1 . Как видим, он не вышел из длины опор-



Фиг. 51. Схема сил, действующих на танк и трактор при буксировке танка из „воронки“.

ной поверхности гусениц, следовательно, тягач находится в устойчивом равновесии. Угол наклона реакции грунта для тягача $\beta_1 < 45^\circ$, следовательно, коэффициент сцепления $k > 1$. Если тягач имеет высокие шпоры, то k_m можно допустить до 1,2. Тогда из указанного на чертеже положения танк вытащить можно.

Если бы у нас оказалось, что угол β_1 слишком мал, или точка D_1 вышла из длины опорной поверхности гусениц, то построение надо было бы проводить от точки B .

Задавшись углом β_1 , мы аналогичным предыдущему построением найдем силу P и ее направление, т. е. необходимую длину троса.

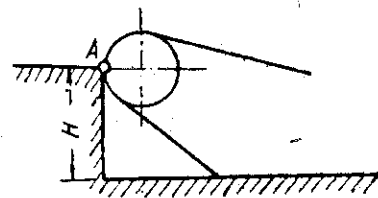
Глава III

ПРЕОДОЛЕНИЕ ПРЕПЯТСТВИЙ

1. Преодоление вертикальных препятствий

Преодоление танком вертикальных препятствий, как известно, определяет его тактическую подвижность на поле боя. Чем большее препятствие может взять машина, тем выше ее боевые качества.

Обычно принято определять предельную высоту преодолеваемой стенки по положению передней крайней точки машины, т. е. по так называемой высоте зацепа H (фиг. 52). Для эксплуатационников, имеющих дело с готовой машиной, предельная высота вертикальной стенки должна действительно определяться высотой зацепа. Но отсюда еще не следует, что при проектировании нового танка можно расположить эту точку произвольно высоко и ею определить преодолеваемую высоту стенки. На определение вертикальной стенки влияют многие параметры машины, которые и дают конструктору исходные данные для положения оси ленивца. К сожалению, этот вопрос поддается общему решению только при определенных упрощениях. Одним из основных упрощений, принимаемых нами, будет пренебрежение величиной прогибаемости рессор подвески машины. Здесь мы будем предполагать, что танк имеет жесткую недеформирующуюся подвеску.

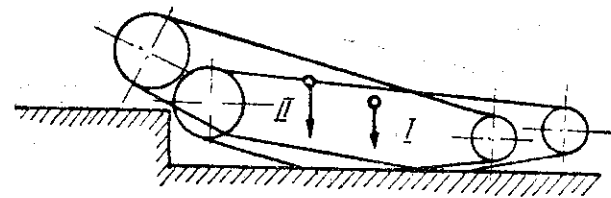


Фиг. 52. Схема вертикального препятствия.

Анализ явления

Рассмотрим основные этапы преодоления вертикального препятствия танком.

1-й этап — танк подходит к вертикальной стенке и упирается передней крайней точкой (положение I, фиг. 53).



Фиг. 53. Схема преодоления вертикального препятствия (I и II этапы).

2-й этап — танк скользит передней наклонной плоскостью гусениц по краю стенки (II, фиг. 53).

3-й этап — танк скользит горизонтальной плоскостью гусениц по краю стенки (III, фиг. 54).

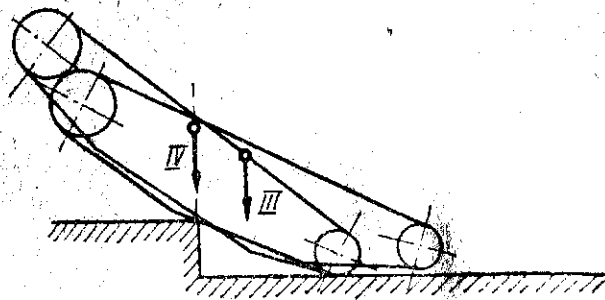
4-й этап — центр тяжести танка находится на одной вертикали с ребром стенки (IV, фиг. 54).

При дальнейшем движении вперед центр тяжести перейдет за край стенки, и машина преодолеет препятствие.

Начнем анализ движения машины с 4-го этапа, т. е. когда центр тяжести танка находится над ребром вертикальной стенки.

Напомним, что для рассмотрения машины в наклонных положениях можно оставить ее в горизонтальном положении и поворачивать вектор

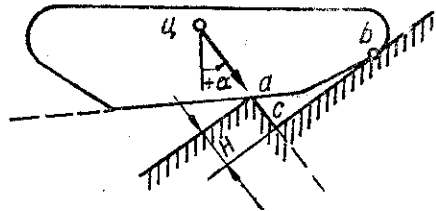
веса на соответствующий угол α . В данном случае одновременно будет поворачиваться на угол α и вертикальная стенка, как бы обкатываясь вокруг танка. Исходя из этого, на фиг. 55 определена высота вертикального препятствия, соответствующая принятому углу подъема танка ($+\alpha$), она определяется отрезком (ac). Из чертежа видно, что между точкой касания (b), углом ($+\alpha$) и высотой ($H=ac$) существует однозначная зависимость, или, иначе говоря, углу (α) соответствует



Фиг. 54. Схема преодоления вертикального препятствия (III и IV этапы).

вполне определенная точка касания и определенная высота H . Изменяя угол α , мы будем менять величину H . Определим графически ее наибольшее значение.

Для этого из центра тяжести проводим несколько лучей, как показано на фиг. 56 (чем больше лучей, тем точнее построение); перпендикулярно лучам проводим линии, касательные к контуру танка. Очевидно, отрезки $1-1'$, $2-2'$, и т. д. определяют высоты вертикальных препятствий, преодолеваемых танком под соответствующим углом наклона. Соединяя точки 0 , $1'$, $2'$ и т. д., получим полярную диаграмму от зависимости углов α и высот H . Чтобы из всех полученных значений H найти H_{\max} , перестроим кривую om в декар-



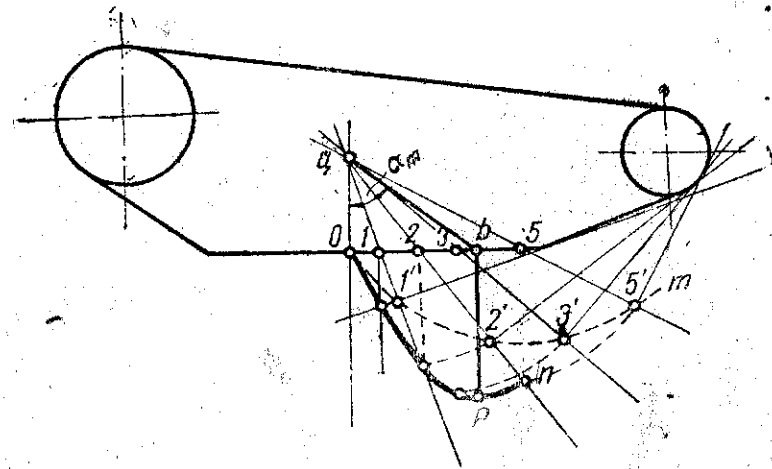
Фиг. 55. Построение для определения H_{\max} .

товы координаты H/x ; для этого повернем отрезки $1-1'$, $2-2'$... $5-t$ и соединим их плавной кривой om . Тогда максимальное значение ординаты данной кривой будет $H_{\max} = pb$.

Соединяя точку b с u , определим угол α_m , под которым машина будет наклонена к горизонту. Полученное таким образом значение H_{\max} является предельной высотой препятствия, которое сможет преодолевать машина по положению центра тяжести и конфигурации контура.

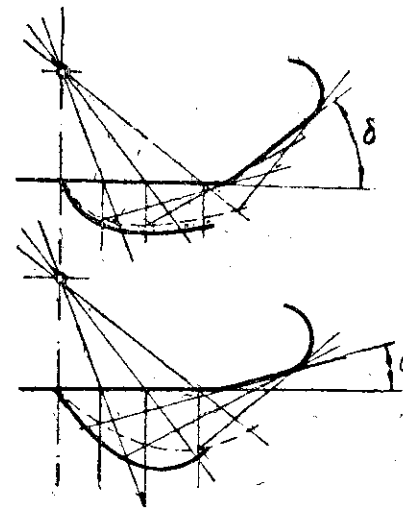
На высоту H_{\max} влияет угол наклона задней ветви гусеничной ленты. Так, из фиг. 57 мы видим, что угол δ должен выбираться таким, чтобы при H_{\max} машина опиралась на хвост (заднее колесо).

Задняя ветвь гусеницы должна быть поднята над грунтом из тех соображений, чтобы на ось ведущей зубчатки не передавалась ударная нагрузка со стороны неровностей грунта. При центре тяжести, отнесен-

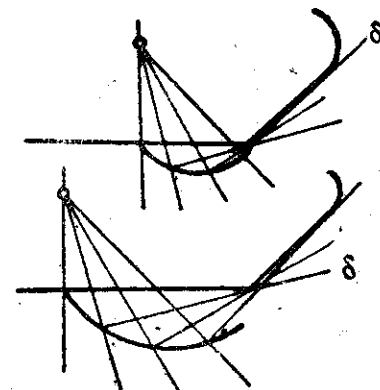


Фиг. 56. Графическое определение H_{\max} .

ном далеко назад в старых машинах, для увеличения преодолеваемых танком препятствий, к задней части корпуса крепился „хвост“, уменьшающий угол δ . В современных конструкциях вместо этого увеличивают длину машины, относя назад заднее колесо. Увеличение высоты H_{\max} , как



Фиг. 57. Схема влияния на H_{\max} угла наклона задней ветви гусеницы.



Фиг. 58. Схема влияния на H_{\max} положения центра тяжести.

видно из фиг. 58, достигается уменьшением высоты центра тяжести машины и перемещением его вперед.

Силы, действующие на танк при преодолении вертикального препятствия

Знание H_{\max} еще не дает нам права утверждать, что машина преодолеет данную вертикальную стенку. Для этого должно быть определенное соотношение действующих на машину внешних сил. Однако увеличение внешних сил ограничивается сцепными качествами грунта и гусеницы. Поэтому следует, кроме определения H_{\max} , произвести проверку сил тяги по сцеплению. Для условий равновесия необходимо, чтобы все внешние силы, действующие на машину, взаимно уравновесивались. Такими силами будут реакции грунта в точках A и B (R_A и R_B) и вес машины G . Для определения реакций необходимо знать направление хотя бы одной из них. Для этого рассмотрим кинематику машины (фиг. 59).

Движение танка на препятствии можно рассматривать, как вращение его корпуса около мгновенного центра (m). Тогда абсолютные скорости любой точки корпуса могут быть определены, если известна угловая скорость вращения ω . Кроме вращательного движения корпуса вокруг мгновенного центра, имеется еще движение гусениц относительно корпуса танка. Очевидно, по отношению к гусенице движение корпуса будет переносным, и абсолютное движение гусениц по отношению к грунту будет определяться, как сумма относительного движения и переносного. Обозначим скорости корпуса в точках касания с грунтом v_A и v_B и скорость гусеницы в ее относительном движении v_0 . Тогда абсолютная скорость гусеницы в точках касания с грунтом

$$\begin{aligned} v'_A &= v_0 + v_A; \\ v'_B &= v_0 + v_B. \end{aligned}$$

Скорости движения корпуса:

$$v_A = \omega r_A, \quad v_B = \omega r_B,$$

где r_A и r_B — радиусы вращения около мгновенного центра.

Если в частном случае окажется, что $v_A = -v_0$ или $v_B = -v_0$, то соответственная точка касания гусеницы с грунтом будет иметь абсолютную скорость, равную нулю. Следовательно, в этой точке никаких внешних сил, вызываемых движением, быть не может, за исключением силы трения покоя между грунтом и гусеницей. Если абсолютная скорость гусеницы $v' > 0$ или $v' < 0$, то в точке касания гусеницы происходит сдвиг грунта, и при известном коэффициенте сцепления можно определить направление реакции грунта.

В представленном на фиг. 59 положении машины $r_B > r_A$, следовательно, $v_B > v_A$, так как

$$\frac{v_A}{v_B} = \frac{r_A}{r_B}.$$

Предположим, что мы имеем соотношение скоростей

$$v_B > v_A = -v_0.$$

Так как $v_B > -v_0$, следовательно, абсолютная скорость v'_B гусеницы больше нуля и имеет направление справа налево. В точке B будет срыв

грунта, и реакция направлена против движения. Зная коэффициент срыва грунта k_B , можем определить направление реакции в точке B . Обозначим угол наклона R_B к нормали через β_B и R_A к своей нормали через β_A ; тогда

$$\operatorname{tg} \beta_B = k_B,$$

где k_B — коэффициент сцепления.

Определив угол наклона реакции в точке B и зная направление линии действия силы тяжести, можем графическим построением фиг. 59 определить угол наклона реакции R_A . Из построения видим, что реакция R_A направлена по движению машины, т. е. является движущей силой. Предположим, однако, что коэффициент сцепления в точке A будет недостаточен, т. е. $k_A < \operatorname{tg} \beta_A$; в этом случае гусеница в точке A будет буксовать; v_A , а значит, и v_B уменьшатся при неизменном v_0 , и машина начнет двигаться под действием двух реакций R_A и R_B , направленных по движению. В тяговом расчете указывалось, что коэффициент буксования выражается формулой

$$\sigma = 1 - \frac{v}{v_T}, \quad (a)$$

где: v — действительная скорость машины,

v_T — теоретическая скорость машины.

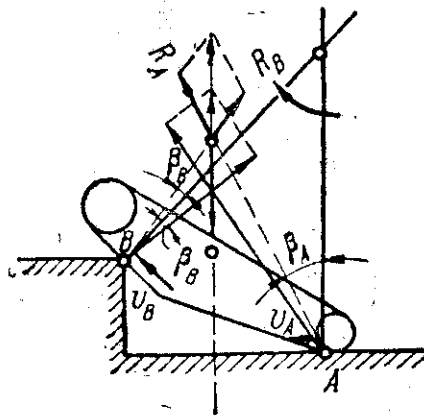
Очевидно, природа буксования в точках A и B будет та же, что и при буксовании машины на плоском грунте, с той только разницей, что в зацеплении будет меньше шпор, и потому меньше предельный коэффициент сцепления k_m .

Установим математическую зависимость между скоростями v_0 , v_A и v_B , причем через v_A будем обозначать всегда большую скорость, соответствующую большему r , независимо от того, будет ли эта скорость принадлежать передней или задней точке касания. Примем следующие обозначения: σ_A — коэффициент буксования в точке A (с большей скоростью движения) при $v_0 > v_A$; σ_{AB} — коэффициент относительных скоростей точек A и B или иначе можно представить σ_{AB} , как коэффициент буксования в точке B при $v_0 = v_A > v_B$; σ_B — коэффициент буксования в точке B при $v_B < v_0$. По приведенной формуле (a) коэффициента буксования можем написать

$$1 - \sigma_A = \frac{v_A}{v_0},$$

$$1 - \sigma_{AB} = \frac{v_B}{v_A};$$

$$1 - \sigma_B = \frac{v_B}{v_0};$$



Фиг. 59. Схема кинематических соотношений при преодолении препятствия.

или отсюда получим

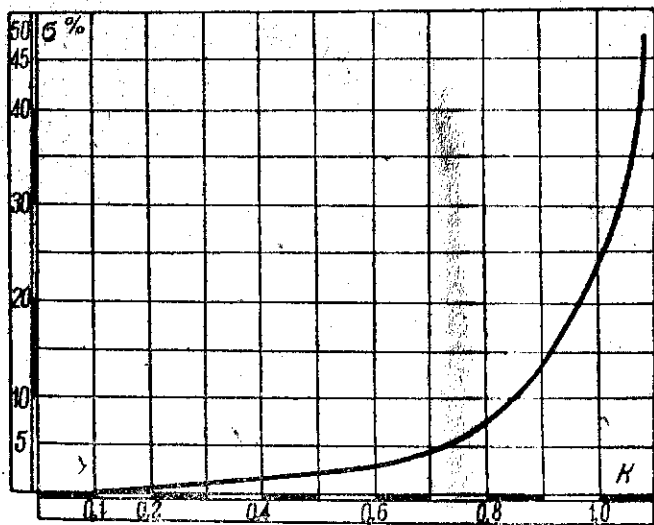
$$(1 - \sigma_A) \cdot (1 - \sigma_{AB}) = 1 - \sigma_B.$$

Из этого выражения определяется σ_B , как функция σ_A и σ_{AB} ,

$$\sigma_B = 1 - (1 - \sigma_A)(1 - \sigma_{AB}). \quad (57)$$

Величина σ_{AB} для данного положения машины нам известна. Задаваясь σ_A , мы можем определить σ_B или, наоборот, задаваясь σ_B , определяем σ_A по формуле

$$\sigma_A = \frac{\sigma_B - \sigma_{AB}}{1 - \sigma_{AB}}. \quad (58)$$



Фиг. 60. Зависимость коэффициента сцепления k от буксования.

σ_A и σ_B удобнее выразить через радиусы ρ_A и ρ_B . Тогда будем иметь формулы

$$\sigma_A = 1 - (1 - \sigma_B) \frac{\rho_A}{\rho_B}. \quad (59)$$

$$\sigma_B = 1 - (1 - \sigma_A) \frac{\rho_B}{\rho_A}. \quad (60)$$

Зависимость между условным коэффициентом сцепления $k = \frac{F_k}{Q}$ и коэффициентом буксования σ представлена на фиг. 60.

Эта кривая получена для трактора „Катерпиллер 30“. Для ее определения поступали следующим образом. На крюке трактора изменялась нагрузка и фиксировались скорости движения машины и гусеничной цепи. По последней подсчитывалась теоретическая скорость движения v_t . Коэффициент буксования определялся по формуле $\delta = 1 - \frac{v}{v_t}$, коэффициент сцепления k по формуле $k = \frac{F_k}{G}$.

Если пренебречь силой сопротивления движению φG — тягача, как величиной незначительной по сравнению с F_k , то значение k дает нам тангенс угла наклона реакции грунта с нормалью к плоскости движения; в действительности тангенс будет несколько больше. В целях установления методики применим полученную кривую к движению на вертикальную стенку. Определим, сможет ли танк, схематически представленный на фиг. 61, продолжать движение на вертикальную стенку, если известно, что до представленного положения он двигался. Для определения ρ_A и ρ_B строим треугольник, подобный треугольнику AmB ; так как для определения коэффициента буксования нас интересует только отношение радиусов ρ_A и ρ_B , то из подобного треугольника amb искомое отношение может быть найдено. Предполагаем, что $v_A = v_0$. Буксования в точке A нет. Тогда по кривой фиг. 60 находим, что

$$k = \operatorname{tg} \beta_A = \varphi = 0,1.$$

Так как в точке A (как и в точке B) действует сила сопротивления качению, определяемая коэффициентом $\varphi \approx 0,1$ и направленная противоположно силе тяги, то, следовательно, реакция в точке A пройдет, примерно, под нулевым углом к нормали. Если бы было $\varphi < k$, то угол β следовало бы откладывать не от нормали, а от линии, вдоль которой действует реакция грунта при наличии только силы трения. Можно также вычитать β_φ из угла, определенного по формуле

$$\operatorname{tg} \beta = k,$$

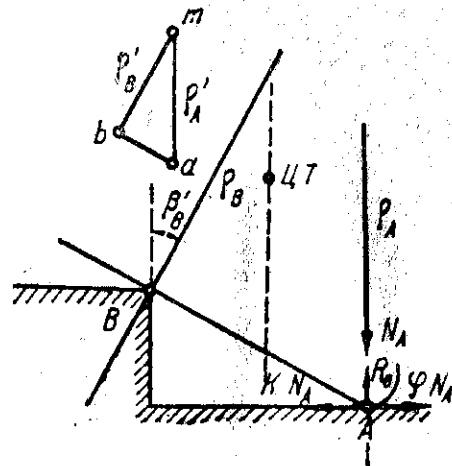
где: k — определяется по кривой.

Для равновесия всех действующих на машину сил в положении фиг. 61 необходимо, чтобы R_B (реакция в точке B) прошла параллельно R_A (точка пересечения обеих реакций с линией действия силы тяжести лежит в бесконечности). Необходимо проверить, сможем ли мы реакцию в точке B направить под данным углом β'_B . Из треугольника amb определяем $\frac{\rho'_B}{\rho_A}$, а отсюда по формуле $\sigma = 1 - \frac{\rho'_B}{\rho_A}$ находим значение коэффициента частичного буксования. Из построения имеем $\sigma_B \approx 10\%$ (не следует забывать, что это при $v_A = v_0$). Тогда по кривой фиг. 60 находим

$$k = 0,86 \text{ или } \beta''_B \approx 41^\circ.$$

Если принять значение коэффициента качения в точке B равным $\varphi = 0,1$, тогда $\beta_\varphi = 6^\circ$, и угол наклона с нормалью будет

$$\beta_B = \beta''_B - \beta_\varphi = 41^\circ - 6^\circ = 35^\circ,$$



Фиг. 61. Схема сил, действующих при преодолении препятствия.

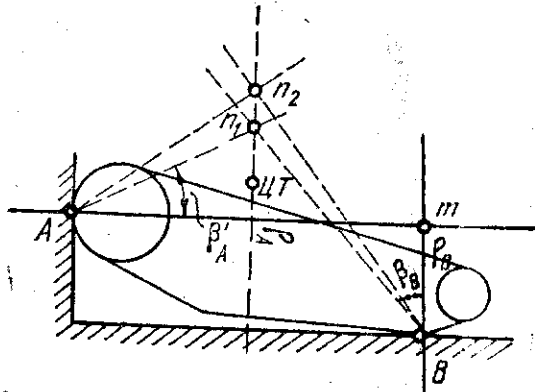
т. е. $v_B < v_A$. Отсюда делаем вывод, что в представленном на фиг. 61 положении машина будет продолжать движение.

Очевидно, для равновесия действующих сил необходимо иметь $\beta_B = \beta'_B$. Следовательно, сделанное нами допущение, что $v_0 = v_A$ — неверно. Очевидно, будет иметь место буксование в точке А, т. е. для данной задачи будем иметь следующее соотношение скоростей:

$$v_B < v_A < v_0,$$

т. е. буксование происходит в обеих точках.

Если бы по условию задачи требовалось определить скорость движения машины, то, задаваясь значениями σ_A , мы по формуле 60 определили бы значение σ_B до тех пор, пока точка пересечения реакций R_A и R_B не легла бы на линию действия силы тяжести. В этом случае будет осуществлено равновесие всех внешних сил. Зная σ_B (или σ_A) при равно-



Фиг. 62. Схема преодоления танком вертикальной стенки.

веса, мы легко можем определить v_B (или v_A), если скорость гусеницы v_0 нам будет задана. Действительно:

$$\sigma_B = 1 - \frac{v_B}{v_0};$$

отсюда

$$v_B = (1 - \sigma_B) v_0$$

или

$$v_A = (1 - \sigma_A) v_0.$$

Однако практически скорости v_A и v_B нас не интересуют. Поэтому вполне достаточно определить, что $\beta_B > \beta_B'$. Если, приняв, что $v_A = v_0$, мы получили $\beta_B < \beta_B'$, то необходимо задаться значением σ_A , т. е. принять, что $v_A < v_0$ и найти новое значение β_B . Если и в этом случае получим $\beta_B < \beta_B'$, то повторяем просчет для нового значения σ_A до тех пор, пока β_B не будет больше β_B' . Практически это достигается с одного, максимум, двух построений.

В качестве примера разберем случай, когда машина подымается на вертикальную стенку (фиг. 62). Предполагаем, что $v_A = v_0$; тогда в точке А

буксование отсутствует, в точке В гусеница буксует; и реакция R_B является ведущей силой. Коэффициент буксования $\sigma_B = 70\%$. Тогда $k_k \approx 1$, т. е. $\beta_B'' = 45^\circ$. Вычитая угол $\beta_\varphi = 5^\circ$, получим $\beta_B = 40^\circ$. Проводим через точку В прямую под углом β_B к нормали до пересечения с линией действия силы тяжести. Полученную точку n_1 соединим с точкой А. Полученный угол β'_A показывает необходимое направление реакции R_A . Мы же предполагали $v_A = v_0$ и $\beta_A = 0$; следовательно, при $v_A = v_0$ движение невозможно. Предположим, что $v_0 > v_A$. Примем, что $\sigma_A = 15\%$, это соответствует $\beta_A'' = 42^\circ$ или $\beta_A = \beta_A'' - \beta_\varphi \approx 36^\circ$.

Из формулы 60 определяем:

$$\sigma_B = 1 - (1 - \sigma_A) \frac{\beta_B}{\beta_A} = 1 - (1 - 0,15) \cdot 0,3 = 0,75,$$

отсюда $\beta_B'' \approx 45^\circ$ и $\beta_B = \beta_B'' - \beta_\varphi \approx 40^\circ$. Угол реакции R_B , соответствующий второму построению (точка n_2), меньше 40° . Следовательно, движение на вертикальную стенку возможно только при одновременном буксовании в точках А и В.

Коэффициент буксования в точке А будет меньше 15% . Если бы мы впереди машины поставили свободно вращающееся колесо так, чтобы соприкосновения гусениц с грунтом в точке А не было, то, очевидно, нам не удалось бы вызвать в данной точке движущей силы, а следовательно, не удалось бы осуществить движение машины на вертикальное препятствие.

2. Примерный расчет наибольшей вертикальной стенки, преодолеваемой танком

Произведем полный расчет по определению наибольшей вертикальной стенки, которую сможет взять танк данных габаритных размеров.

Определение положения передней крайней точки

На фиг. 63 показано определение H_{\max} по положению заднего колеса и центра тяжести. Для этого строим характеристическую кривую и по ней определяем H_{\max} . Так как общая длина машины известна, то по H_{\max} определяется положение передней крайней точки, а значит, и положение оси ленивца. Вертикальную стенку больше H_{\max} танк без риска опрокидывания взять не сможет, поэтому подымать ось ленивца выше H_{\max} недопустимо. Если обозначим положение оси ленивца буквой H_0 , то, вообще говоря, желательно взять H_0 немного выше H_{\max} с тем, чтобы первый этап движения приходился на наклонную ветвь гусеницы (при $H_0 > H_{\max}$).

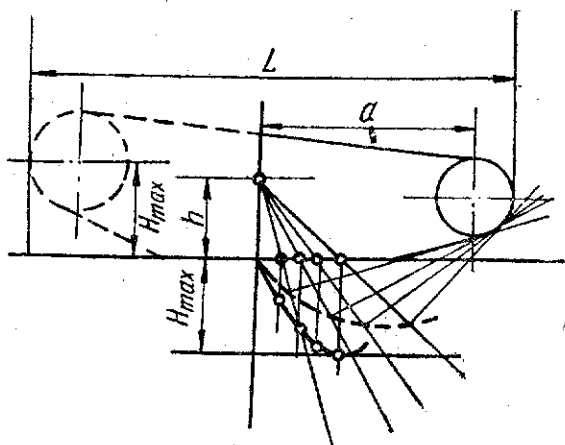
Проверка на сцепление

1-й этап движения. Как указывалось выше, при первом этапе движения машина упирается передней крайней точкой в вертикальную стенку.

2-й этап. Будем рассматривать момент, когда машина, несколько приподнявшись, касается ребра вертикальной стенки в точке А. Для опре-

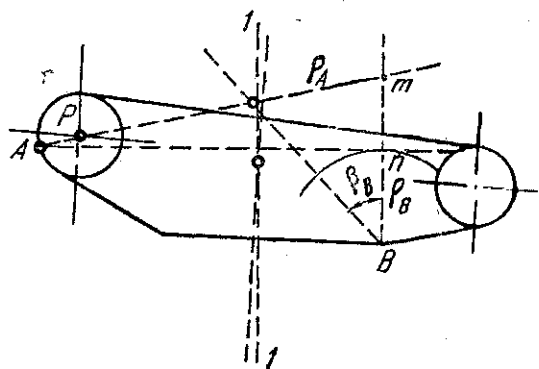
Деления плоскости движения (горизонтальной) сделаем следующее построение (фиг. 64).

Из точки перегиба гусеничной цепи B проведем дугу окружности радиусом $B_n = H_{\max}$. Через точку A проведем касательную к дуге, тогда



Фиг. 63. Графическое определение H_{\max} по положению заднего колеса и центра тяжести.

прямая Al будет параллельна горизонтальной плоскости движения. Проводим через точку B прямую, перпендикулярно к прямой Al до пересечения с прямой AP , где P — есть точка, определяющая ось ленивца.



Фиг. 64. Графическое построение для определения плоскости движения машины (угла β , II этап).

Точка пересечения обеих прямых даст нам положение мгновенного центра вращения m . Через центр тяжести проводим прямую перпендикулярно к Al . Эта прямая ($I-I$) будет линией действия силы тяжести. Если допустить $v_A = v_0$, то получим $\beta_B \approx 40^\circ$; так как $\rho_B < \rho_A$ и $v_0 > v_B$, в точке B будет движущая машину сила, направленная по движению.

В этом случае $\sigma_B = 55\%$ и по кривой фиг. 60 находим $\beta_B'' \approx 45$, тогда $\beta_B = \beta_B'' - \beta_\varphi \approx 40^\circ$.

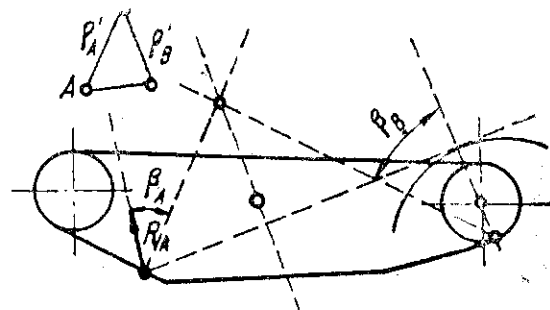
Следовательно, уже при предположении, что $v_A = v_0$, мы имеем движение машины на препятствие, тем более оно будет происходить при $v_0 > v_A$.

3-й этап движения. На этом этапе движения ребро окопа находится на передней наклонной ветви гусеницы.

Делая построение фиг. 65 аналогично построению фиг. 64, находим β_B для случаев, когда $v_A = v_0$; из дополнительного построения определяем $\sigma \approx 15\%$, тогда

$$\beta_B'' = 42^\circ \text{ и } \beta_B = \beta_B'' - \beta_\varphi = 36^\circ.$$

Графически $\beta_B \approx 42^\circ$, т. е. значительно больше действительного $\beta_B = 36^\circ$. Допустим, что $v_0 > v_A$, тогда задаемся $\sigma_A = 15\%$.



Фиг. 65. Графическое построение для определения плоскости движения машины (угла β , III этап).

По формуле 60 определяем σ_B .

$$\sigma_B = 1 - (1 - \sigma_A) \frac{\rho_B}{\rho_A} = 1 - (1 - 0,15) 0,85 = 0,28$$

или $\sigma_B = 28\%$. По кривой фиг. 60 это соответствует $k \approx 1$ или $\beta_B'' = 45^\circ$.

Отсюда $\beta_B = \beta_B'' - \beta_\varphi \approx 40^\circ$; $\sigma_A = 15\%$.

Отсюда $k \approx 0,9$ или $\beta_A'' = 42^\circ$, тогда $\beta_A = \beta_A'' - \beta_\varphi = 36^\circ$. Как видно из построения, точка пересечения R_A с линией действия силы тяжести будет находиться очень высоко, а следовательно, потребный угол реакции R_B будет незначительным. Допустимый же угол $\beta_B \approx 40^\circ$. Значит, движение и в этом случае возможно.

Совершенно аналогично можно сделать проверку и на 4-м этапе. Здесь разница будет только в том, что точки A и B обменяются местами, т. е. точка A станет задней, а точка B — передней. В остальном все остается попрежнему. На 5-м этапе, когда центр тяжести совпадает с вертикальной стенкой, мы имеем случай, аналогичный случаю движения на подъем с углом α_{\max} ; угол α_{\max} определялся нами выше. В этом случае реакция грунта имеется только на ребре препятствия. Проверка по силению производится по формуле

$$k_m \leq \operatorname{tg} \alpha_{\max} + \varphi,$$

где k_m — предельный коэффициент сцепления; на естественном ребре он будет не больше 0,8, на искусственных препятствиях он может быть значительно выше.

Мы провели довольно длинный и сложный расчет на определение углов β_A и β_B реакций грунта.

Практически проверка для двух-трех точек контура гусеницы проводится крайне быстро и ничего сложного не представляет. Очевидно наиболее тяжелый этап движения будет первый, поэтому в крайнем случае, при недостатке времени, можно ограничиться проверкой одной точки этого этапа. Определение N_{\max} , конечно, является обязательным.

Глава I

КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

1. Назначение коробок передач

Как было сказано выше, гусеничным машинам, предназначенным для передвижения, главным образом, по бездорожью, приходится при своем движении испытывать весьма разнообразные сопротивления, крайние значения которых имеют большой диапазон.

При движении, например, по гладкому прямому шоссе суммарный коэффициент сопротивления φ_0 не превышает 0,10, на местности же за счет подъемов он может превышать единицу, т. е. машину будет легче поднять, чем втянуть на подъем. Соответственно этим условиям должно изменяться и тяговое усилие на гусенице, причем это изменение на пересеченной местности происходит почти непрерывно.

Тяговое усилие зависит от крутящего момента на ведущих колесах, созданного источником энергии (двигателем), находящимся в машине. Из рассмотрения формулы необходимой мощности двигателя на передвижение

$$N_e = \frac{F \cdot v}{270 \cdot \eta}$$

видно, что при постоянном η тяговое усилие является функцией двух величин: мощности источника энергии и скорости движения.

Характеристика двигателя внутреннего сгорания, т. е. кривая зависимости мощности от числа оборотов и кривая крутящего момента, показаны на фиг. 11.

Так как между двигателем и ведущими колесами машины имеется жесткая кинематическая связь, то кривые N и M будут означать также и зависимость мощности и силы тяги от скорости движения в масштабе, зависящем от передаточного числа.

Величина силы тяги, очевидно, может быть выбрана произвольно большой путем изменения передаточного числа в трансмиссии, но это будет во всех случаях за счет уменьшения скорости движения.

Для выполнения этой задачи, т. е. для изменения тягового усилия на гусенице при неизменном крутящем моменте двигателя, и предназначаются коробки передач.

2. Классификация коробок передач

Все существующие коробки передач можно разделить по принципу изменения передаточного отношения на два основных типа:

- 1) ступенчатые коробки передач и
- 2) прогрессивные коробки передач.

К первому типу относятся все коробки передач, в которых передаточное отношение изменяется ступенями, т. е. для каждой скорости имеется строго определенная передача. Число таких ступеней, или число скоростей, обычно не превышает 5.

Плавное уменьшение скорости в пределах одной ступени можно получить изменением числа оборотов двигателя за счет уменьшения мощности его регулировкой подачи рабочей смеси.

Ступенчатые коробки передач по способу включения передач можно разделить на две группы:

- 1) коробки передач с подвижными кзетками и
- 2) планетарные коробки передач.

Надо заметить, что как те, так и другие могут иметь автоматическое включение.

К прогрессивным коробкам передач относятся такие, в которых возможно получить любое в заданных пределах передаточное отношение, иначе говоря, коробки с бесконечным числом передаточных чисел. Все существующие прогрессивные коробки передач разбивают на 3 группы:

- 1) механические прогрессивные коробки передач;
- 2) электрические и электромагнитные прогрессивные коробки передач;
- 3) гидравлические прогрессивные коробки передач.

Прогрессивные коробки передач делятся на неавтоматические, в которых изменение передаточного отношения производится по воле водителя, управляющего машиной, и автоматические, в которых это изменение происходит автоматически, соответственно условиям движения.

К прогрессивным коробкам передач сейчас проявляется чрезвычайно большой интерес, но задача создать удовлетворительно работающую прогрессивную передачу еще не получила положительного разрешения.

Поэтому в настоящее время и в гусеничных машинах, как и в автомобилях, преимущественное распространение имеют ступенчатые коробки.

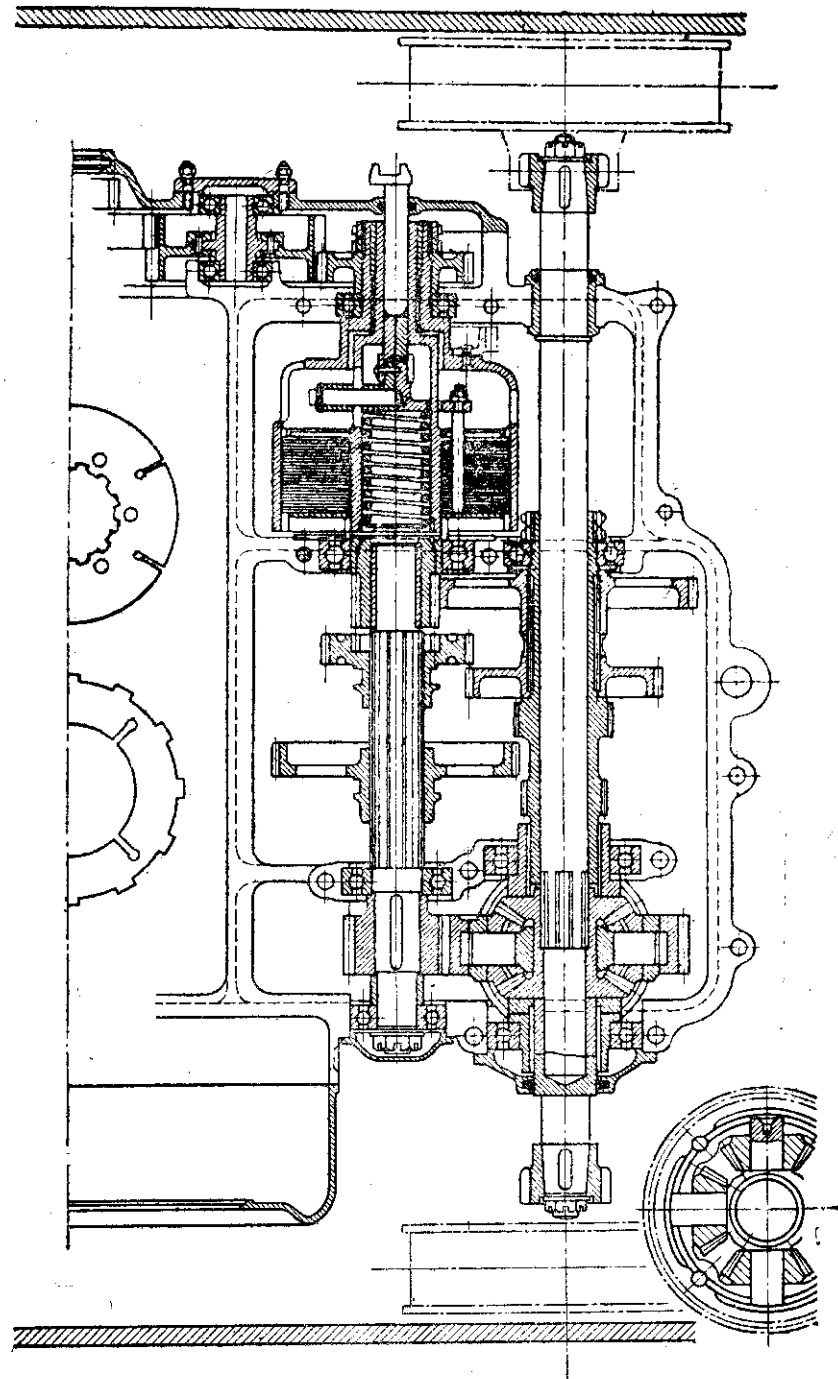
Расположение коробок передач на тракторах и танках

В гусеничных тракторах двигатель обычно располагается спереди, а ведущими колесами являются задние; поэтому почти всегда тракторная коробка передач ставится за двигателем после главного фрикциона.

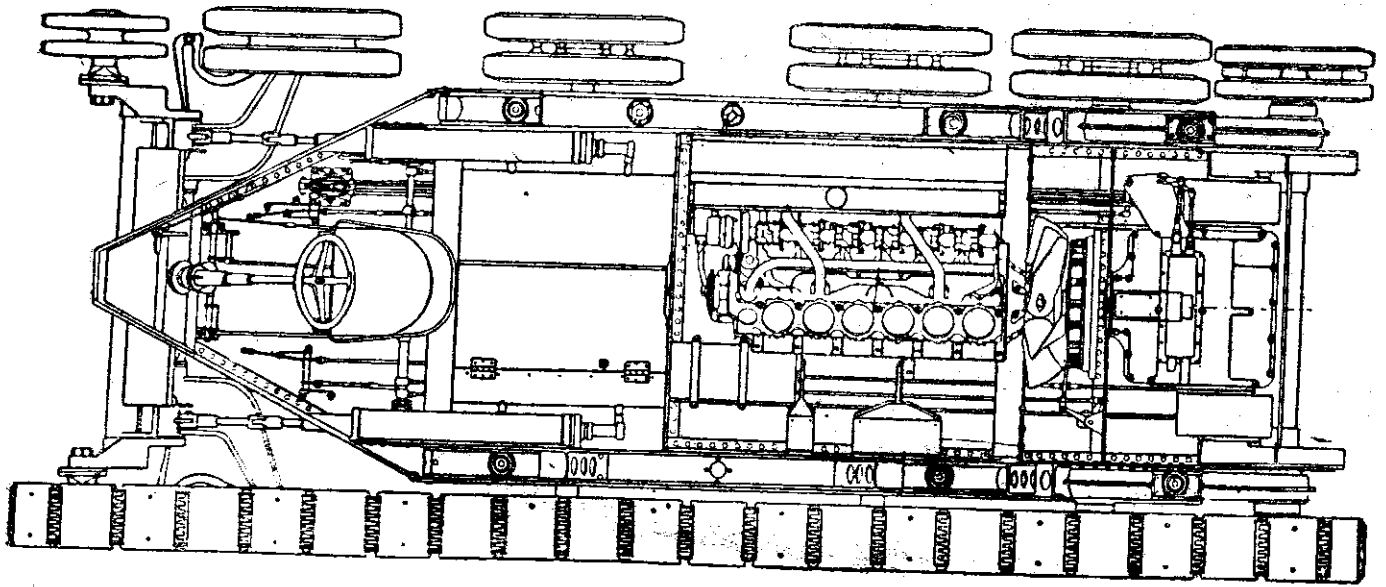
При расположении коробок и трансмиссии в танках исходят из трех основных требований:

1. Иметь отделение водителя и боевое отделение танка в передней части машины и не занимать их механизмами трансмиссии.
2. Иметь компактное расположение всех механизмов в корпусе и не большую протяженность их размещения.
3. Учитывать при размещении необходимость расположения центра тяжести танка приблизительно по середине опорной поверхности гусеницы.

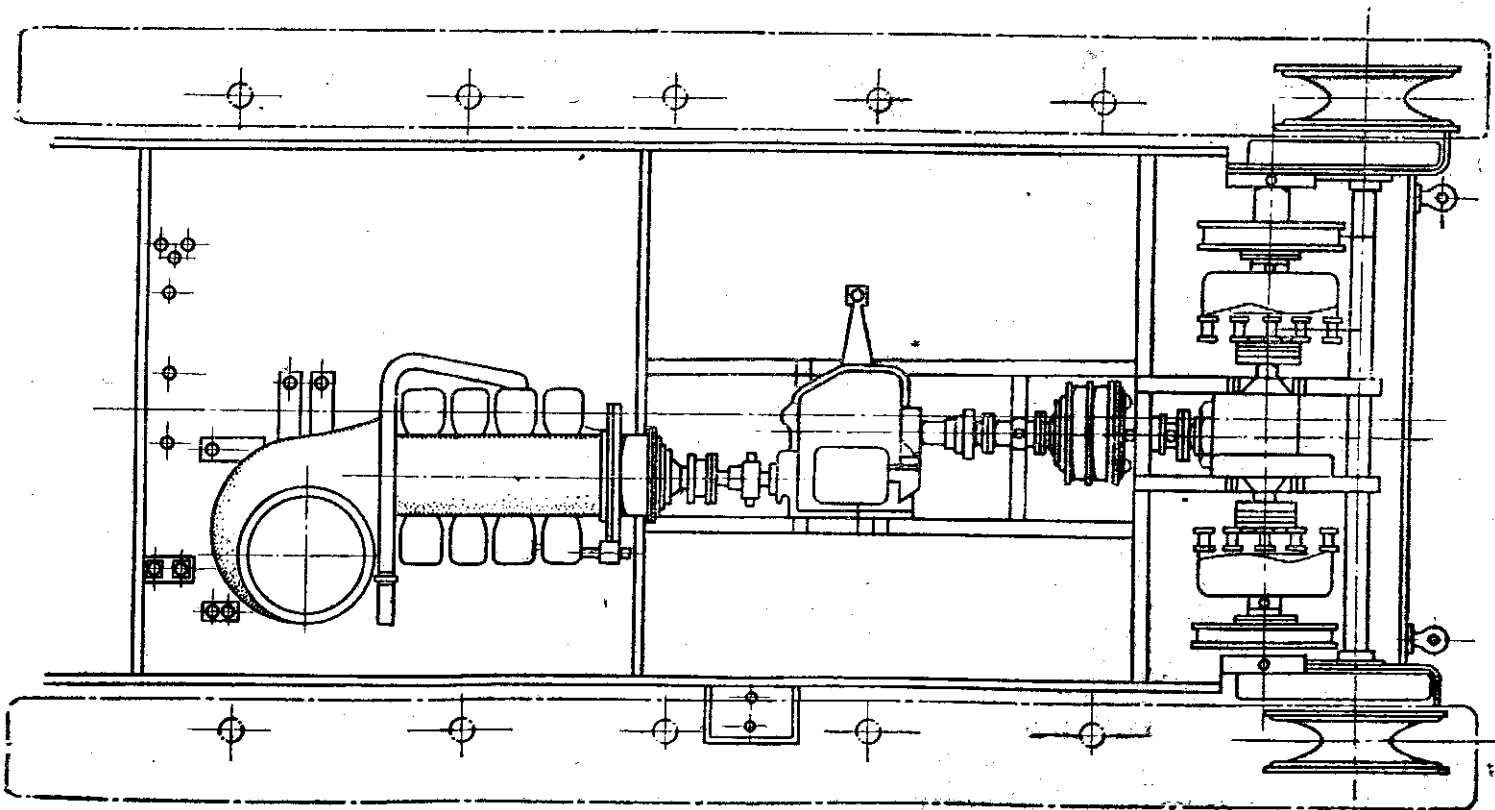
На фиг. 66 представлено расположение трансмиссии и двигателя в задней части танка.



Фиг. 66. Трансмиссия танка.



Фиг. 67. Расположение трансмиссии танка „Кристи“ (в плане).



Фиг. 68. Схема размещения трансмиссии танка „Виккерс-12 т“.

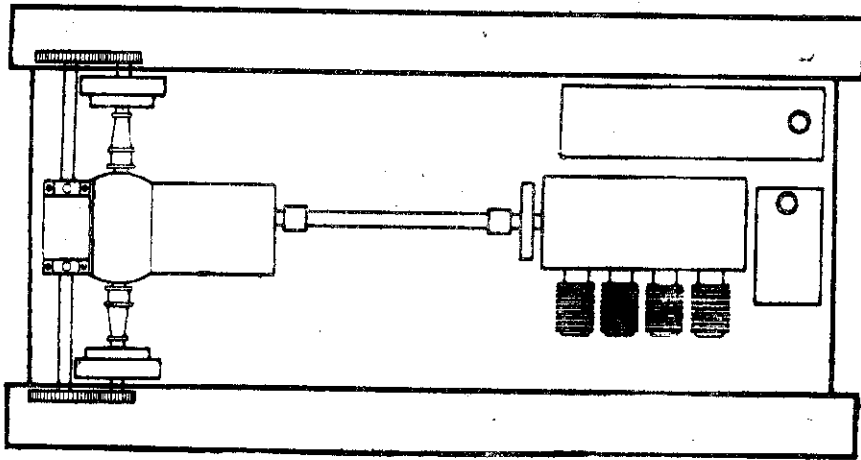
Вся трансмиссия танка montирована в одном картере с двигателем, вследствие чего получается чрезвычайно компактной. Передача к сцеплению осуществляется через паразитную шестерню от цилиндрической шестерни, посаженной на коленчатом валу. Коробка передач, находящаяся в средней части картера, имеет поперечное расположение по отношению к корпусу машины.

На фиг. 67 представлено расположение трансмиссии танка „Кристи“. Двигатель и трансмиссия расположены в задней части корпуса.

Коробка скоростей находится за двигателем после сцепления и имеет по отношению к корпусу поперечное расположение валов.

На фиг. 68 представлена схема размещения трансмиссии танка „Виккерс-12т“, имеющего переднее расположение двигателя и заднее расположение ведущих колес.

Коробка скоростей этого танка находится в средней части машины; валы ее имеют продольное расположение. Кроме коробки, в трансмиссии имеется планетарный редуктор, который увеличивает число скоростей вдвое. Отдельные механизмы трансмиссии связаны карданами. Боевое отделение находится в задней части танка над трансмиссией; поэтому танк имеет большую высоту и небольшой клиренс.

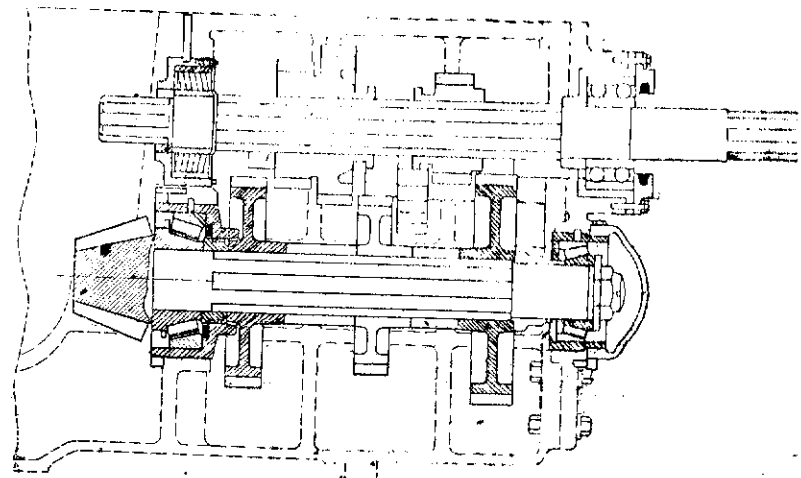


Фиг. 69. Схема размещения трансмиссии танка „Виккерс-6 т“.

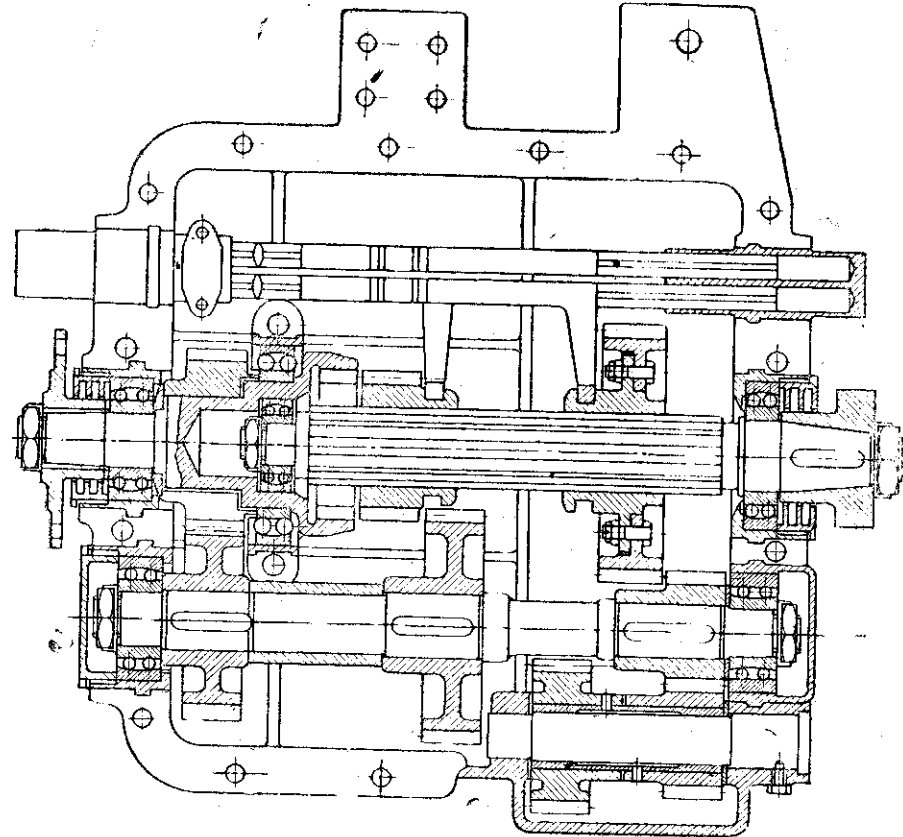
На фиг. 69 представлена схема размещения двигателя и трансмиссии танка „Виккерс-6 т“ с задним расположением двигателя и передним расположением ведущих колес. Коробка скоростей этого танка вместе с другими механизмами расположена в передней части танка, в отделении водителя. С двигателем она соединена карданным валом и имеет продольное расположение валов. Достоинство такого расположения коробки состоит в том, что при нем легко достигается положение центра тяжести на середине машины.

3. Конструкция тракторных и танковых коробок передач

На фиг. 70 и 71 представлены конструкции коробок передач тракторов „Катерпиллер“ и „Коммунар“. Для коробки „Катерпиллер“ характерно

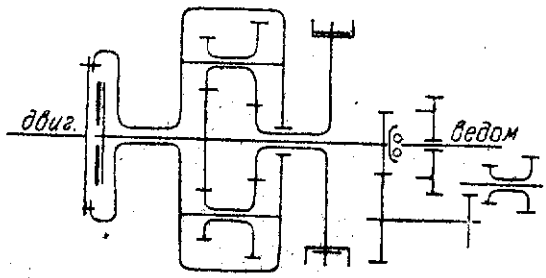


Фиг. 70. Схема коробки перемены передач трактора „Катерпиллер“.



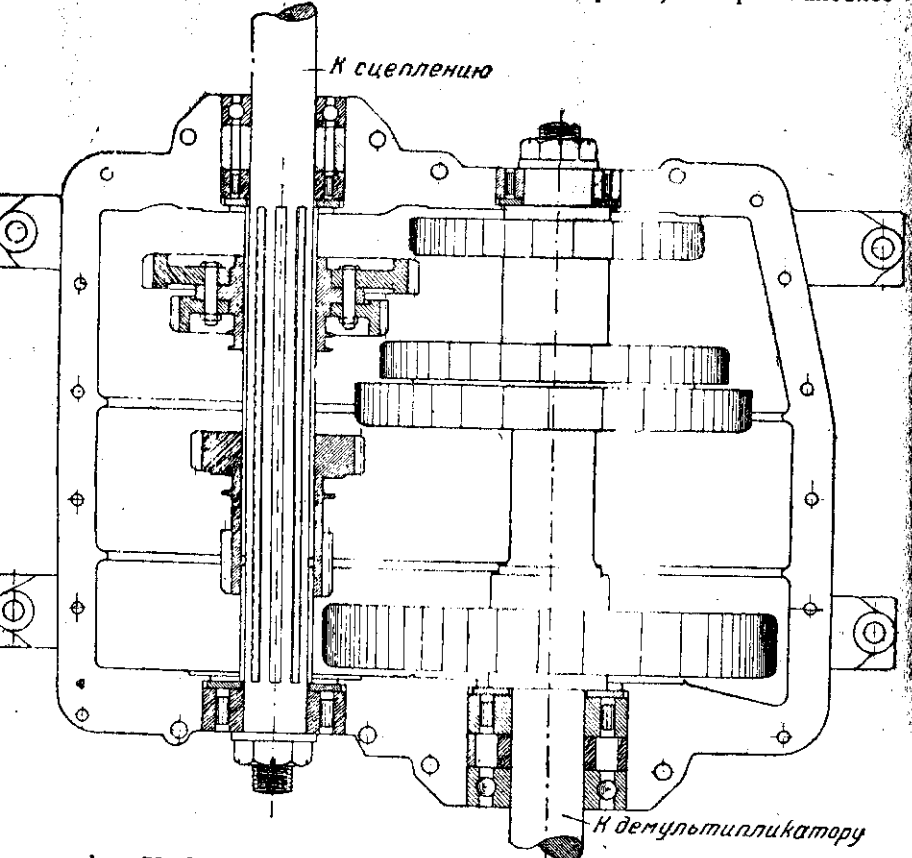
Фиг. 71. Схема коробки перемены передач трактора „Коммунар“.

отсутствие промежуточного вала; шлицованный первичный вал, на котором находятся кареточные шестерни, расположен во всю длину картера; вторичный вал смещен относительно вала двигателя. Коробка вследствие такого устройства не имеет прямой передачи; каждая передача осуществляется помощью одной пары шестерен. Такое устройство обусловлено равноценностью работы трактора на всех передачах; конструкция получается проще при одинаковом к.п.д. на всех передачах.



Фиг. 72. Схема коробки перемены передач трактора „Карден-Ллойд“.

и большим, чем имеет коробка с тремя валами на низших передачах. Коробка трактора „Коммунар“ имеет ту отличительную особенность, что прямая передача здесь выполнена для 2-й скорости, которая наиболее

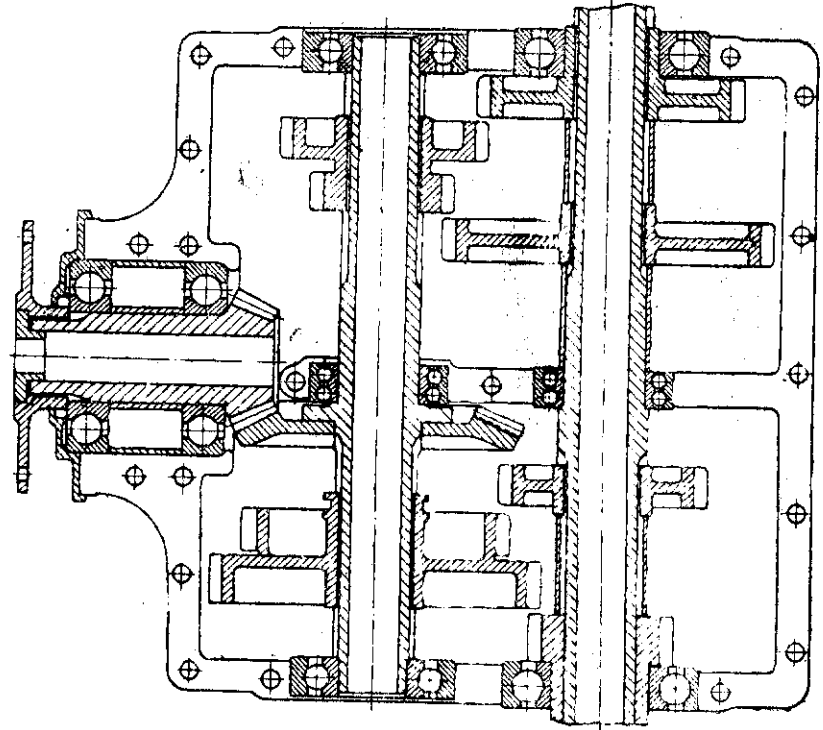


Фиг. 73. Схема коробки перемены передач танка „Виккерс-12 м“.

употребительна в этом тракторе; третья передача сделана ускоряющей, т. е. число оборотов вторичного вала больше, чем у первичного.

На фиг. 72 представлена схема коробки передач трактора „Карден-Ллойд“ с планетарным редуктором. Танковые коробки имеют разнообразное устройство. Характерные конструкции коробок с подвижными каретками приведены ниже на фиг. 73, 74, 75, 76.

На фиг. 66 показана конструкция 3-скоростной коробки; эта коробка в принципе не отличается от обычной простой автомобильной коробки. Такие же коробки имеют танки „Фиат“ и „Рено“.



Фиг. 74. Схема коробки перемены передач танка „Кристи“.

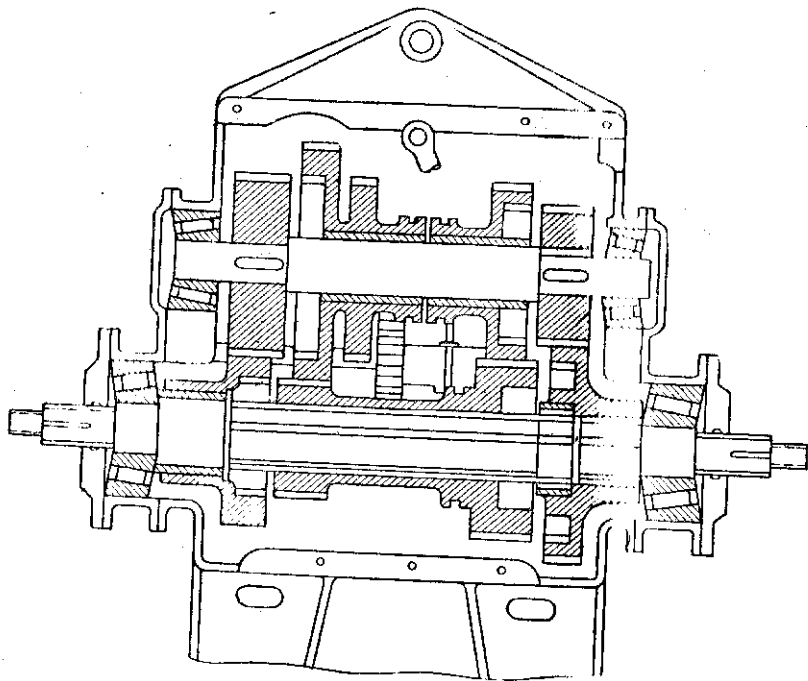
Прямая передача, которая имеет больший коэффициент полезного действия и устраняет шум в коробке, не имеет для танка того особого значения, которое ей придается в автомобиле, так как танку приходится в условиях местности передвигаться одинаково на всех передачах и чаще всего на средних. Поэтому в целях упрощения конструкции в современных танках делают коробки без прямой передачи; на всех передачах вращение в таких коробках передается только через одну пару шестерен, т. е. с одинаковым к.п.д.

Схема такой коробки, установленной на танке „Виккерс-12 м“, представлена на фиг. 73.

На фиг. 74 представлена коробка передач танка „Кристи“, относящаяся к указанному классу коробок без первичного вала. Особенностью этой коробки является то, что коническая (промежуточная) передача

трансмиссия находится перед коробкой передач. Такое устройство выдвинуто необходимостью иметь компактное размещение трансмиссии по длине машины и создает тот недостаток, что крутящие моменты, которые передает коробка, получаются слишком увеличенными. Необходимо отметить еще наличие в этой коробке промежуточных средних опор валов, вызванное недопустимостью прогиба вала у конической пары.

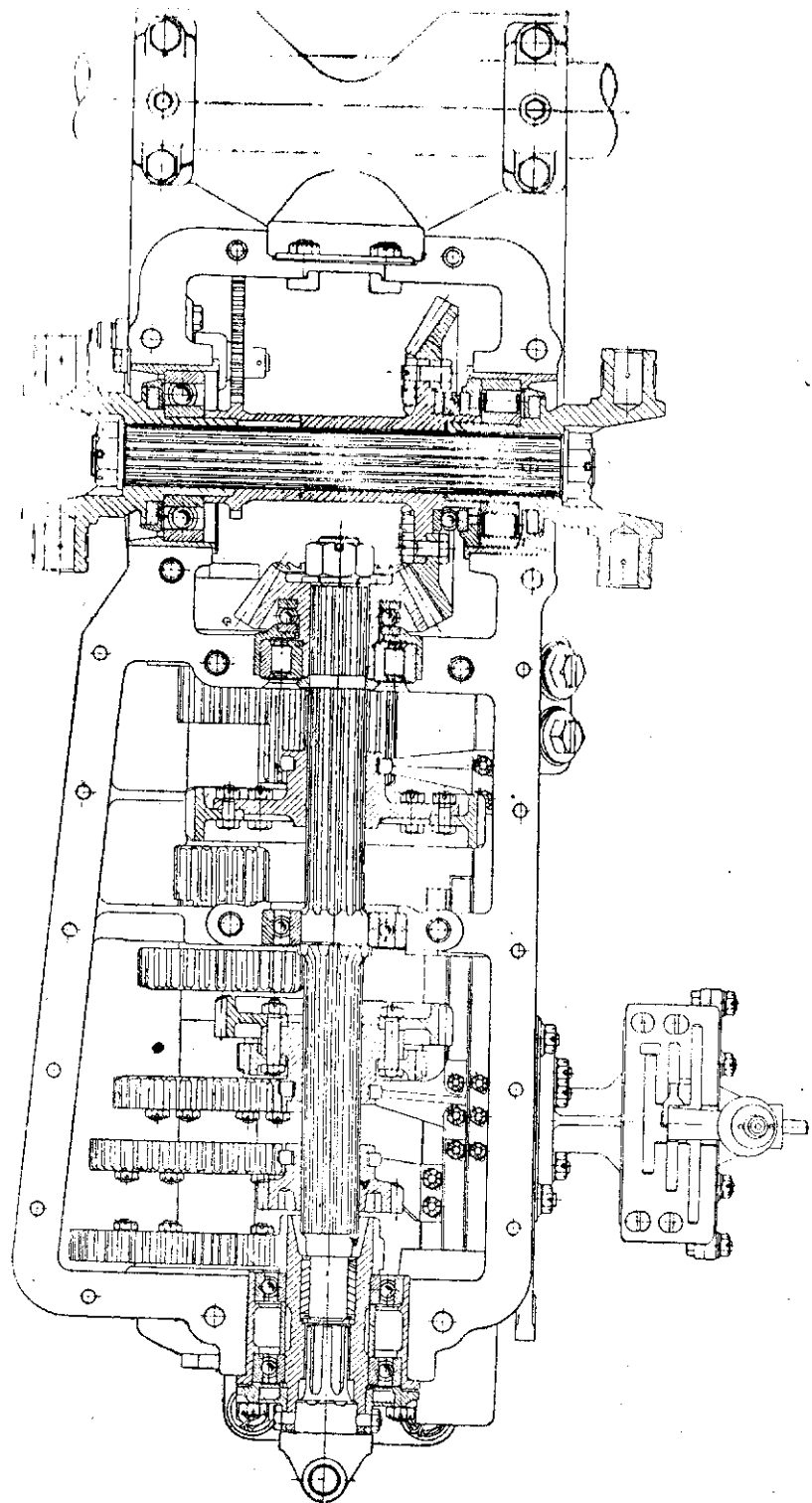
Интересная конструкция четырехскоростной коробки с промежуточным валом представлена на фиг. 75. Здесь все шестерни находятся в постоянном зацеплении, и включение передачи осуществляется перемещением кареток, снабженных зубчатыми муфтами. Благодаря такому устройству



Фиг. 75. Схема коробки перемены передач танка „Тейлор“ с постоянным зацеплением шестерен.

удары при включении передачи не отражаются на зубьях. Коробка получается очень компактной и короткой по длине. Недостаток ее по сравнению с другими коробками, имеющими шестерни в постоянном зацеплении, заключается в том, что при всех передачах все шестерни вращаются.

Из пятискоростных коробок на фиг. 76 показана конструкция коробки танка „Виккерс-6т“. Эта коробка имеет обычное устройство с тремя валами. Вследствие большого количества (5 и задний ход) передач она получилась очень длинной, и поэтому для разгрузки длинных валов с больших напряжений и для уменьшения стрелы прогиба пришлось поставить дополнительные опоры по середине.



Фиг. 76. Коробка перемены передач танка „Виккерс-6 т“.

4. Основы конструирования передач. Выбор передаточных чисел

Диапазон скоростей

Наибольшая скорость танка задается боевыми требованиями, и на основе ее, при известном весе машины и заданных условиях движения устанавливается необходимая мощность двигателя:

$$N_e = \frac{\varphi_0 \cdot G \cdot v_{\max}}{270 \cdot \eta}$$

и постоянное или наименьшее передаточное число трансмиссии:

$$i_{\min} = \frac{0,06 \cdot z \cdot l \cdot n}{v_{\max}}$$

где $\varphi_0 = \varphi + i$;
для хорошей грунтовой дороги

$$\varphi_0 = 0,06 + 0,05 = 0,11,$$

n — число оборотов двигателя в мин.,

l — длина трака в м,

z — число перематываемых траков за 1 оборот зубчатки.

Минимальная скорость в танках и тракторах служит для преодоления наиболее тяжелых участков пути (обычно наибольший подъем α_{\max} задаваемых боевыми требованиями к машине.

Из формулы тягового расчета ($F = \frac{270 \cdot N_e \cdot \eta}{v}$) видно, что сила тяги независимо от мощности двигателя может достигать весьма большой величины, если только скорость v выбрать достаточно малой. Эта сила тяги F_{\max} на минимальной скорости движения машины должна быть равна максимальному сопротивлению при движении на максимальный подъем, т. е.

$$F_{\max} = R_{\max}$$

или

$$\frac{270 \cdot N_e \cdot \eta}{v_{\min}} = \varphi_{0 \max} \cdot G,$$

откуда:

$$v_{\min} = \frac{270 \cdot N_e}{\varphi_{0 \max} \cdot G} \cdot \eta. \quad (2)$$

При выборе наименьшей скорости следует иметь в виду, что она определяет собою прочность трансмиссии, и потому не следует переходить предел необходимой величины ее; в противном случае вес трансмиссионной ходовой части и всего танка может сделаться нецелесообразно большим.

Чтобы избежать последнего и в то же время обеспечить танку проходимость исключительно тяжелых препятствий, иногда вводят дополнительную, так называемую "замедленную" передачу, указывая этим названием, что трансмиссия при работе на ней может быть перегружена до пределов прочности, и потому пользоваться ею рекомендуется только в исключительных случаях.

Аналогично предыдущему, наибольшее передаточное число определяется из:

$$i_{\max} = \frac{0,06 \cdot z \cdot l \cdot n}{v_{\min}}. \quad (3)$$

Общее передаточное число осуществляется в трансмиссии путем разбивки его на несколько последовательных передач: переменные передачи в коробке и в редукторе i_k , постоянная промежуточная передача (в большинстве случаев коническая пара) i_n и бортовая передача i_b , следовательно,

$$i_{\max} = i_{k \max} \cdot i_n \cdot i_b. \quad (4)$$

Для всех передач i_n и i_b будут постоянными, и общее передаточное число будет изменяться пропорционально изменению передачи в коробке, т. е. пропорционально i_k . Ниже приведена сравнительная таблица значений передаточных чисел промежуточной и бортовой передач для некоторых средних и легких танков и тракторов.

Наименование танков и тракторов	Передаточное число промежуточной передачи i_n	Передаточное число бортовой передачи i_b	$i_n \times i_b$
1. Танк "Виккерс" 6 т	1,64	5,125	8,40
2. " "Кристи"	2,33	4,5	10,48
3. " "Фиат"	3	5	15,0
4. " "Тэйлор"	—	2,58	—
5. Трактор "Коммунар"	3,33	7,1	23,64
6. " "Катерпиллер"	3,58	4,25	15,22
7. " "Клетрак"	4,58	5,0	22,90

Отношение максимальной скорости к минимальной или обратное отношение соответствующих передаточных чисел трансмиссии называется *диапазоном скоростей*

$$d = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}. \quad (5)$$

Обозначив $\varphi_{0 \max}$ — суммарный коэффициент сопротивления на первой скорости и $\varphi_{0 \min}$ — на максимальной, приравняем выражения мощности на обеих скоростях

$$N_e = \frac{G \cdot \varphi_{0 \min} \cdot v_{\max}}{270 \cdot \eta} = \frac{G \cdot \varphi_{0 \max} \cdot v_{\min}}{270 \cdot \eta};$$

полагая равенство коэффициентов полезного действия при движении на обеих скоростях, получим:

$$d = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{\varphi_{0 \max}}{\varphi_{0 \min}}, \quad (6)$$

а применительно к основным боевым требованиям:

$$d = \frac{\varphi_{0 \max}}{\varphi_{0 \min}} = \frac{\varphi_1 \cos \alpha_m + \sin \alpha_m}{\varphi_2 + i}. \quad (7)$$

Принимая $\alpha_m = 45^\circ$, $\varphi_1 = 0,1$, $\varphi_2 = 0,06$ и $i = 0,05$, получим значение диапазона скоростей:

$$d = \frac{0,1 \cdot \cos 45^\circ + \sin 45^\circ}{0,06 + 0,05} = 7,07.$$

На таблице приведены значения d для отдельных танков и тракторов

Танки	d	Тракторы	d
1. Легкий танк старого выпуска . .	8,44	„Коммунар“	3,81
2. Средний „ „ „	5,34	„Катерпиллер“	1,97
3. Легкий „ нового „	9,75	„Карден-Ллойд“	7,75
4. „ „ „	6,6		
5. Средний „ „ „	6,7		

Выбор промежуточных скоростей

Первая или следующая большая за v_{\min} скорость танка чаще всего применяется в боевой обстановке и должна обеспечить проходимость машиной всех естественных препятствий, наибольшая величина которых соответствует примерно подъему в 20° .

Следующая—вторая или третья, не считая замедленной, должна поднять среднюю скорость машины до величины заданной тактическими требованиями, предъявляемыми к танку.

И, наконец, следующая (меньшая v_{\max}) должна обеспечить возможно большую среднюю скорость при длительных переходах, т. е. должна быть выбрана так, чтобы при встречающихся длительных сопротивлениях на дорогах машина в большой степени не теряла заданной средней скорости движения.

Указанные требования, если двигатель не рассчитан с большим запасом мощности при v_{\max} , изменяют общепринятые способы выбора промежуточных передач по геометрической прогрессии и приближают к выбору их по арифметической прогрессии, т. е. с постоянной разностью соседних скоростей:

$$v_n - v_{n-1} = a = \text{const.}$$

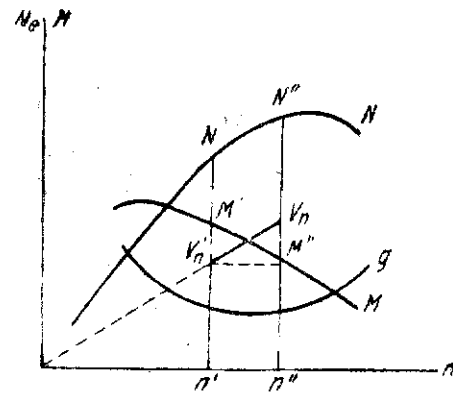
Выбор промежуточных скоростей по геометрической прогрессии обосновывается тем, что в этом случае пределы изменения числа оборотов двигателя, а значит, и условия работы его на всех передачах остаются одинаковыми, выбранными по характеристике двигателя в наивыгоднейшем, по качеству работы двигателя и по экономичности, диапазоне $n'n''$ (фиг. 77).

Соответствующее преодолеваемое сопротивление R_c или сила тяги на гусеницах F будут изменяться в пределах:

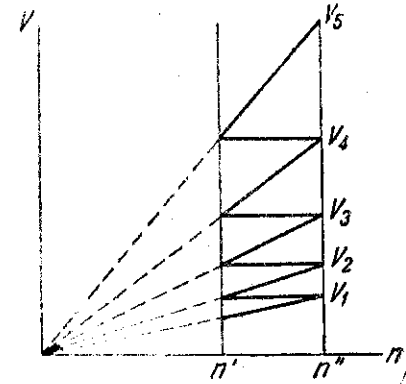
$$\text{от } F_n = R_{c(n)} = \frac{M'' \cdot i_n}{R_c} \text{ до } F_{n-1} = R_{c(n-1)} = \frac{M' \cdot i_n}{R_c}. \quad (8)$$

Скорость движения машины в этом случае, будет падать пропорционально падению числа оборотов двигателя:

$$\frac{v_n}{v_{n-1}} = \frac{n''}{n'} \quad (9)$$



Фиг. 77. Внешняя характеристика двигателя (кривые мощности, крутящего момента и удельного расхода горючего).



Фиг. 78. График изменения скоростей танка при расположении ступеней по геометрической прогрессии.

Чтобы получить непрерывность преодолеваемого сопротивления, необходимо так выбирать передаточные числа i_n , чтобы:

$$\frac{R_n}{R_{n-1}} = \frac{R_{n-1}}{R_{n-2}} = \dots = \frac{R_2}{R_1} = \frac{M''}{M'} \quad (10)$$

а это будет на основании формул (8) и (9) при

$$\begin{aligned} \frac{i_n}{i_{n-1}} &= \frac{i_{n-1}}{i_{n-2}} = \dots = \\ &= \frac{i_2}{i_1} = \frac{n'}{n''} = \frac{1}{C}, \quad (11) \end{aligned}$$

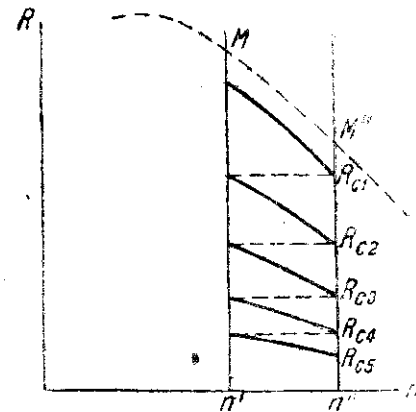
или:

$$\begin{aligned} \frac{v_n}{v_{n-1}} &= \frac{v_{n-1}}{v_{n-2}} = \dots = \\ &= \frac{v_2}{v_1} = \frac{n''}{n'} = C. \quad (12) \end{aligned}$$

Наглядно это представлено на фиг. 78 и 79.

Переменная между собой все пропорции (12), после сокращения получим:

$$\frac{v_n}{v_1} = C^{n-1} = d, \quad (13)$$



Фиг. 79. График изменения сил тяги (преодолеваемых сопротивлений) при выборе скоростей по геометрической прогрессии.

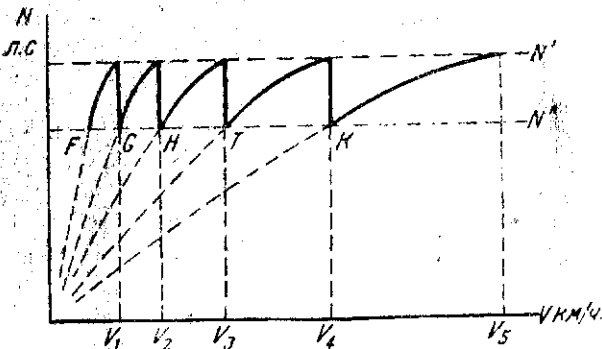
т. е. выражение диапазона d скоростей через показатель прогрессии, откуда, задаваясь на основе поставленных требований теми или иными величинами, получим:

$$C = n^{-1} \sqrt[n]{d}, \quad (14)$$

или:

$$n = \frac{\lg d}{\lg C} + 1. \quad (15)$$

Диаграмма фиг. 80 показывает зависимость мощности двигателя от скорости движения на всех передачах. Колебания мощности от N' до N'' на каждой передаче одинаково, так как $N = \frac{M \cdot n}{71620}$, где M и n изменяются в одинаковых пределах.



Фиг. 80. Зависимость мощности двигателя от скорости движения на различных передачах при геометрической прогрессии.

Выше было указано, что при двигателе нормальной мощности изображенное на фиг. 78 и 80 соотношение скоростей не соответствует ни тактическим, ни оперативным требованиям, предъявляемым к танку, и что для последнего больше подходит соотношение скоростей, расположенных по арифметической прогрессии, т. е.

Вывод: при двигателе нормальной мощности изображенное на фиг. 78 и 80 соотношение скоростей не соответствует ни тактическим, ни оперативным требованиям, предъявляемым к танку, и что для последнего больше подходит соотношение скоростей, расположенных по арифметической прогрессии, т. е.

$$v_n - v_{n-1} = v_{n-1} - v_{n-2} = \dots = v_2 - v_1 = a. \quad (16)$$

Складывая почленно приведенные равенства и сокращая, получим:

$$v_n - v_1 = (n-1)a, \quad (17)$$

$$a = \frac{v_n - v_1}{n-1}, \quad (18)$$

$$n = \frac{v_n - v_1}{a} + 1. \quad (19)$$

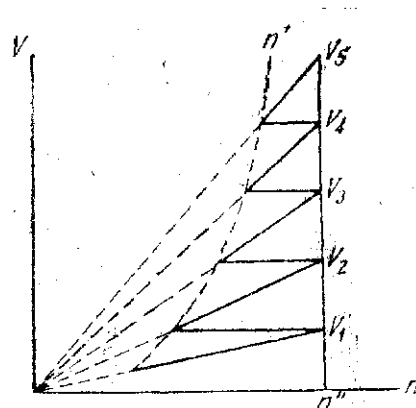
В диаграммах это изображено на фиг. 81, 82, 83.

Из диаграмм видно, что условия работы двигателя постепенно ухудшаются с переходом к низшим скоростям, экономичность падает, но средние скорости, зависящие в большей степени от v_2 (тактическая) и v_4 (оперативная), повышаются.

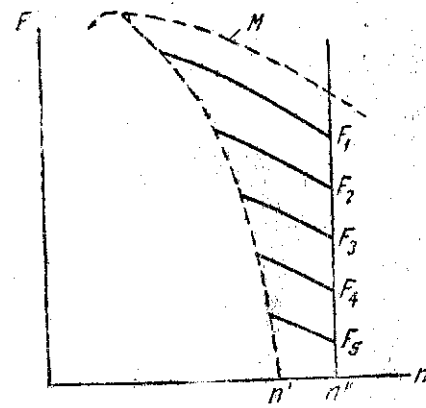
Количество передач в танковых коробках

На фиг. 80 и 83 представлены сводные диаграммы мощности двигателя в зависимости от скорости движения машины на всех передачах при пятискоростной коробке, из которых видно, что с увеличе-

нием числа скоростей в коробке нижние точки диаграмм (F, G, H, T и K) будут перемещаться вверх, что указывает на то, что используемая мощность двигателя на всех передачах повышается. В связи с этим повышается и средняя скорость. Идеальным решением было бы использование максимальной мощности на всех передачах, а это приводит к необходимости коробки с непрерывным и бесконечным числом передач, т. е. к так называемой прогрессивной коробке скоростей.



Фиг. 81. График изменения скоростей при расположении ступеней (передач) по арифметической прогрессии.



Фиг. 82. График изменения силы тяги при расположении передач по арифметической прогрессии.

Таблица передаточных чисел танковых и тракторных коробок передач

№ по пор.	Типы танков и наименование тракторов	Передаточные числа					
		$i_{\text{замедл.}}$	i_I	i_{II}	i_{III}	i_{IV}	i_V
1	Легкий танк (старого выпуска) .	—	3,00	2,16	1,00	—	—
2	Средний " " " .	—	8,44	2,53	1,00	—	—
3	Средний " " " .	—	5,34	2,59	1,50	1,00	—
4	Легкий " (нового выпуска) .	9,75	4,33	2,57	1,60	1,00	—
5	" быстроходный (нового выпуска)	—	2,43	1,40	0,71	0,37	—
6	Средний танк (нового выпуска) .	—	4,75	2,50	1,60	1,00	0,70
7	Трактор "Коммунар"	—	2,59	1,00	0,68	—	—
8	" "Катерпилер"	—	2,16	1,54	1,10	—	—
9	" "Карден-Ллойд"	—	7,75	3,87	2,0	1,00	—

В ступенчатых коробках много увеличивать число передач нельзя, так как это сильно усложняет конструкцию коробки и затрудняет управление ею.

Поэтому в танках коробки передач выполняются преимущественно с 4 и 5 передачами. В некоторых легких и тихоходных танках ограничиваются 3 скоростными коробками передач.

Пример определения и выбора скоростей по заданным условиям

Даны следующие боевые требования:

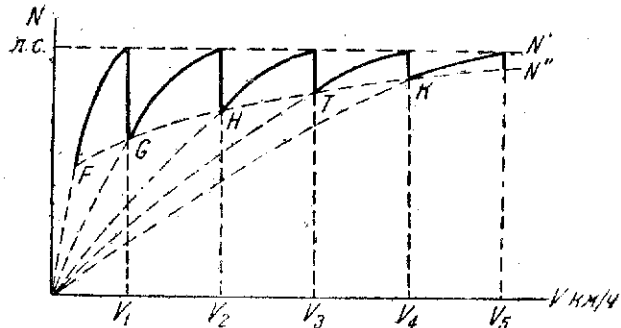
$$G = 10 \text{ т}; v_{\max} = 45 \text{ км/час}, \text{ при } \varphi = 0,06$$

$$i = 2\%_0; \alpha_m = 40^\circ.$$

1. Находим необходимую мощность двигателя, принимая

$$\eta = 0,75:$$

$$N_e = \frac{(\varphi + i) \cdot G \cdot v_{\max}}{270 \cdot \eta} = \frac{(0,06 + 0,02) \cdot 10000 \cdot 45}{270 \cdot 0,75} \approx 180 \text{ л. с.}$$



Фиг. 83. Зависимость мощности двигателя от скорости движения на различных передачах при расположении их по арифметической прогрессии.

2. Определяем минимальную скорость по формуле (2):

$$v_{\min} = \frac{270 \cdot \eta N_e}{(\varphi \cos \alpha_m + \sin \alpha_m) \cdot G} = \frac{270 \cdot 0,75 \cdot 180}{(0,1 \cdot 0,766 + 0,643) 10000} \approx 5,0 \text{ км/час.}$$

3. Отсюда:

$$d = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{45}{5} = 9.$$

4. Выбираем пятискоростную коробку передач; тогда, если исходить из геометрической прогрессии, получим:

$$C = \sqrt[n-1]{a} = \sqrt[4]{9} = 1,73;$$

$$v_1 = 5 \text{ км/час}; v_2 = 8,7 \text{ км/час}; v_3 = 15 \text{ км/час};$$

$$v_4 = 26 \text{ км/час}; v_5 = 45 \text{ км/час.}$$

Если же исходить из арифметической прогрессии, то:

$$a = \frac{v_5 - v_1}{n - 1} = \frac{45 - 5}{4} = 10;$$

$$v_1 = 5 \text{ км/час}; v_2 = 15 \text{ км/час}; v_3 = 25 \text{ км/час};$$

$$v_4 = 35 \text{ км/час}; v_5 = 45 \text{ км/час.}$$

5. Строим по характеристике двигателя графики изменения скорости в зависимости от числа оборотов двигателя и проверяем правильность выбранных передач по точкам снижения оборотов двигателя в моменты переключения (фиг. 84).

Число оборотов в точке С, например в момент переключения, не должно быть меньше минимального числа оборотов, на котором еще может работать двигатель:

$$n_{\min} < n_C$$

или:

$$n_{\min} < n_C = \frac{i_2}{i_1} \cdot n_{\max} = \frac{v_2}{v_1} \cdot n_{\max}.$$

6. Зная средний диаметр ведущего колеса или размер трака и число их за 1 оборот, определяем по формулам (1) и (3) общие передаточные числа i_1 и i_5 .

Если высшая скорость осуществляется v прямой передачей, то находим:

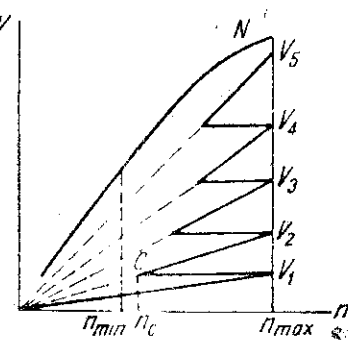
$$i_5 = i_n \cdot i_6.$$

Отсюда находим передаточное число для первой передачи в коробке скоростей:

$$i_{1к} = \frac{60 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot D_{cp}}{1000 \cdot v_{\min} \cdot i_n \cdot i_6}$$

или:

$$i_{1к} = \frac{0,06 \cdot z \cdot l \cdot n_{\max}}{v_{\min} \cdot i_n \cdot i_6}.$$



Фиг. 84. График проверки расположения передач по характеристике двигателя.

7. Далее, по предварительному подсчету определяем размеры шестерен коробки и модуль зубьев, не изменяя передаточных отношений. Установив модуль и размеры шестерен, вновь окончательно подсчитываем точные передаточные числа и скорости танка.

5. Предварительный расчет на прочность

В заключение изложим примерную схему конструктивного предварительного расчета ступенчатой коробки передач, пользуясь которым можно быстро установить основные размеры коробки.

Обозначим:

m — модуль зубьев шестерен в мм; обычно он выбирается одинаковым для всех передач;

z — число зубьев шестерен;

b — ширина шестерен в мм;

k — коэффициент высоты зуба;

σ — напряжение зубьев на изгиб в кг/мм²;

$M_D = 716200 \frac{N}{n}$ — момент двигателя в кг/мм.

Установив схему коробки, определяем для меньшей по размеру шестерни на ведущем валу произведение mz , из формулы прочности зуба

$$\sigma = \frac{5 \cdot kP}{b \cdot m}, \quad (20)$$

где: P — окружное усилие в кг.

$$P = \frac{2M_d}{mz}$$

и подбираем m и z , исходя из допустимых размеров коробки и учитывая, что расстояние AB между осями валов будет:

$$AB = 0,5 m z_1 (1 + i_1), \quad (21)$$

где i_1 — передаточное число данной пары шестерен.

В формулах (20) и (21) для низкой скорости следует брать крайние допустимые пределы: для $\frac{b}{m} \approx 6$ до 10, σ для хромоникелевой стали ≈ 60 до 100 кг/мм² и, если число зубьев выбирается меньше 16, коэффициент высоты зуба $K = 0,8$.

Напряжение в зубьях остальных шестерен в зависимости от предполагаемого времени работы на этих передачах выбирается значительно меньшим, примерно от 20 до 40 кг/мм², и достигается выбором соответствующей ширины шестерен:

$$b = \frac{10 \cdot k \cdot M_d}{m^2 \cdot z \cdot \sigma}. \quad (22)$$

После этого, установив пролеты для холостых положений передвижных кареток, можем установить длину валов, габариты коробки, расположение подшипников, и после проверки шестерен на износ можно считать основные размеры коробки установленными.

Для расчета зубьев шестерен на износ устаревшая формула Баха ($P = c \cdot b \cdot t$) дает цифровые величины, не пропорциональные действительному износу зубьев (особенно для шестерен с малым числом зубьев и для внутреннего зацепления); допуская, что глубина износа профиля на высоте начальной окружности прямо пропорциональна удельной работе трения на единицу рабочей поверхности профиля, можно вывести для расчета зубьев на износ другую, более точную формулу:

$$x_1 = C \cdot \frac{\mu \cdot N_e t}{b \cdot D_n \cdot \sin 2\alpha} \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (23)$$

где $\mu = 0,05$ до 0,10 — коэффициент трения зубьев;

N_e — мощность двигателя в л. с.;

t — время работы в сек.;

b — ширина зуба в мм;

D_n — диаметр начальной окружности в мм;

α — угол зацепления в радианах;

z_1 — число зубьев первой шестерни;

z_2 — число зубьев второй шестерни;

x_1 — глубина износа в мм;

C — коэффициент износа зубьев, зависящий от материала в мм²/л. с. час (см. таблицу).

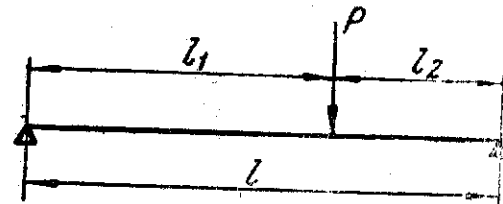
Плюс в формуле берется для наружного зацепления, а минус для внутреннего.

М а т е р и а л С

1. Хромоникелевая сталь, цементир. и закален.	5
2. Никелевая сталь улучшенная	8
3. Углеродистая сталь сырая	15
4. Стальное литье	20
5. Бронза фосфористая	24

В танковых передаточных механизмах при хорошей смазке и большой удельной нагрузке на зубьях рекомендуется брать $\mu = 0,1$, обеспечивая тем самым некоторый запас в расчете.

Если предварительный расчет даст неподходящие величины напряжений, необходимо задаться новыми размерами элементов механизма и произвести расчет снова.



Фиг. 85. Схема для расчета вала коробки передач на прогиб.

Надо заметить, что при расположении на валах шестерен нужно исходить из того условия, чтобы шестерни с наибольшим крутящим моментом находились ближе к опорам. Благодаря этому изгибающий момент от максимальных усилий будет иметь меньшие значения. Расчет валов на прочность с достаточной степенью точности можно производить по формуле:

$$W \cdot \sigma_{сум} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{\tau}^2}, \quad (24)$$

где W — момент сопротивления сечения вала;

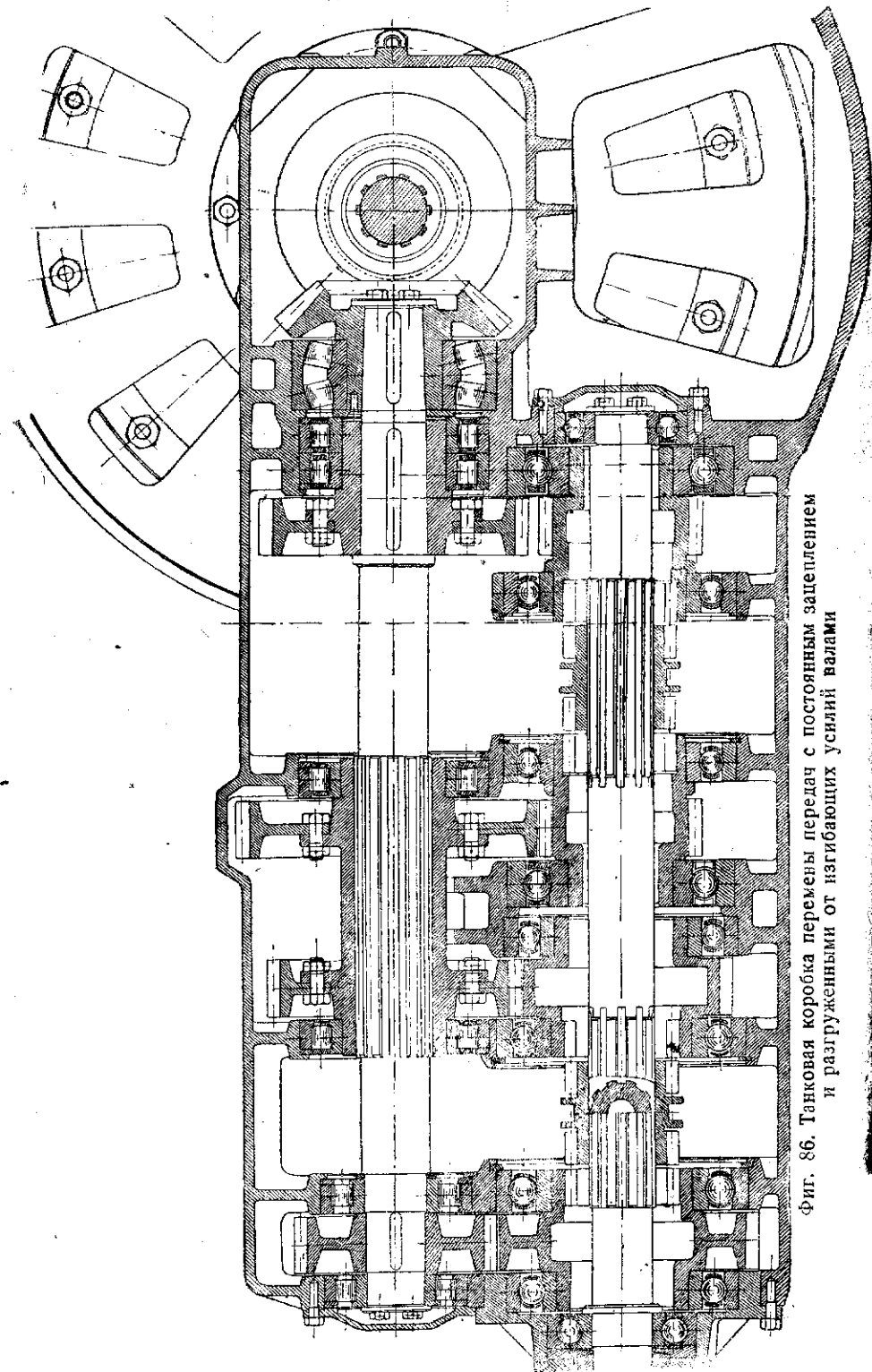
$\sigma_{сум}$ — суммарное напряжение от изгиба и кручения;

$M_{из}$ — изгибающий момент;

M_{τ} — момент кручения.

Довольно часто бывает, особенно в танковых коробках, имеющих большую длину валов, что при вполне допустимом напряжении от изгиба и кручения стрела прогиба вала имеет величину, превосходящую допустимые. Поэтому необходимо проверять валы (фиг. 85) на упругий прогиб по формуле:

$$f = \frac{P \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3EJ \cdot l}, \quad (25)$$



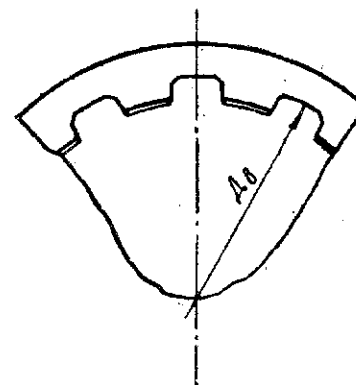
Фиг. 86. Танковая коробка передач с постоянным зацеплением и разгруженными от изгибающими усилиями валами

где f — стрела прогиба;
 E — модуль упругости;
 J — момент инерции сечения вала.

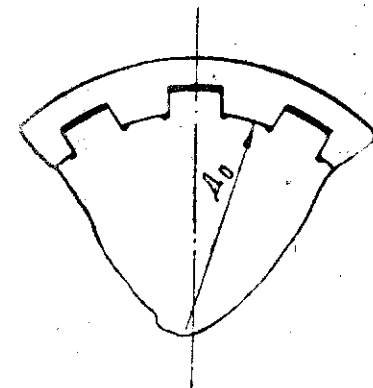
При цилиндрических шестернях допустимой стрелой прогиба можно принимать $f \leq 0,2$ мм.

Иногда в конструкциях танковых коробок больших напряжений и упругих прогибов избегают установкой дополнительных опор по середине валов или ставят разгруженные от изгиба валы по типу коробки «Афон». На фиг. 86 представлена конструкция (проект) подобной коробки передач, картер которой выполнен за одно целое со станиной для установки механизмов поворота.

После окончательного установления размеров шестерен и валов необходимо подобрать подшипники по усилиям, действующим на опорах, и по скоростям вращения.



Фиг. 87. Схема шлицевой посадки по внешнему диаметру.



Фиг. 88. Схема шлицевой посадки по внутреннему диаметру.

Подшипники подбираются по каталогам, в которых указываются для каждого номера допустимые нагрузки в зависимости от скорости вращения. Валы необходимо фиксировать от осевого смещения даже тогда, когда не предполагается никаких осевых усилий. В случае небольших осевых усилий можно ограничиться радиальным шариковым подшипником, проверив, не превосходят ли осевые усилия — допускаемых. При больших осевых нагрузках необходимо ставить упорные шариковые подшипники в комбинации с радиальными или конические. В таких случаях иногда ставят два радиальных подшипника.

При установке подшипников и фиксации валов необходимо иметь в виду температурные расширения валов.

С этой точки зрения желательно, а при длинных валах обязательно, фиксацию вала от продольных перемещений в обе стороны осуществлять в одной опоре, оставляя в другой возможность свободного перемещения конца вала вдоль оси.

Посадка шестерен на шлицевые валы выбирается из условия возможностей производства. При посадке по внешнему диаметру вала (фиг. 87) между пазами валов и выступами шестерен устанавливается

определенный зазор, и шлифовки пазов вала не требуется. Шлифовка с узкими допусками отверстия шестерни, производимая в таких случаях до протяжки шлиц, служит для направления инструмента.

Вследствие износа дорна посадочные размеры меняют свою величину и могут получить в действительности большое расхождение с установленными конструкторами. Для избежания этого необходимо часто менять протягивающий шлицы инструмент, что производству будет обходиться очень дорого. Система посадки по внутреннему диаметру (фиг. 88) вала в этом отношении имеет преимущества, но требует шлифовки пазов вала на специальном станке.

Глава II

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

I. Область применения и принцип работы

Планетарные механизмы в настоящее время получают большое распространение как в танковом, так и в автомобильном деле. В танках они получили применение в качестве коробок передач, редукторов и мультипликаторов, бортовых механизмов поворота и поворотных механизмов башни; наконец, к планетарным механизмам можно отнести и дифференциалы, имеющие ту же самую кинематическую связь, с той только разницей, что в них центральные шестерни, сидящие на полуосях, вращаются независимо и получают переменную разность скоростей. Планетарные коробки передач появились впервые на автомобилях Форд и Манчестер. Сейчас их применяют больше десятка первоклассных автомобильных фирм. Планетарные передачи особенно распространены в английских танках.

В качестве бортового механизма планетарная передача применялась на английских танках „Марка-V“ и „Марка-V*“. После войны планетарный бортовой механизм поворота применялся на английском танке Векерса „Марка-I“.

Планетарные коробки передач и бортовые планетарные механизмы поворота имели американский 40-т танк „Марка-VIII“ и 3-т танк Форда обр. 1918 г., а также американский средний танк обр. 1918 г.

В настоящее время, по некоторым сведениям, в танках получает распространение планетарная коробка Вильсона. Большое распространение и интерес, проявляемый к планетарным механизмам, объясняются следующими их преимуществами:

1. Компактность и легкий вес.

2. Возможность получения большого передаточного числа при небольших габаритах, малом весе механизма и высоком к. п. д.

3. Отсутствие шума.

4. Давление распространяется сразу на несколько зубьев разных шестерен, и поэтому размеры последних меньше и обходятся в производстве дешевле.

5. Большая прочность и надежность работы.

Применительно к коробке передач к указанным достоинствам прибавляются еще:

6. Отсутствие необходимости в главном фрикционе.

7. Плавное включение передачи, без ударов на зубья шестерен, получающиеся благодаря постоянному зацеплению шестерен и плавному торможению барабанов.

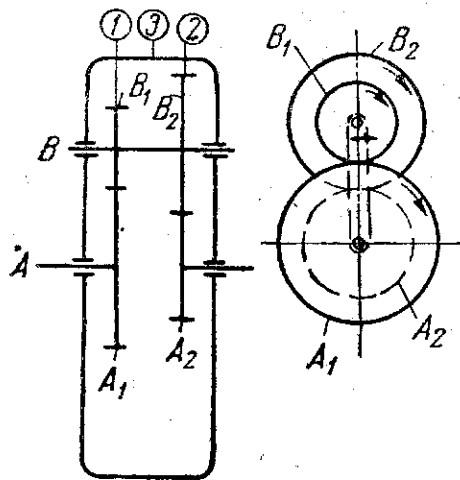
8. Отсутствие рывков машины при перемене передачи.

9. Легкость и быстрота перемены передач и, как следствие,

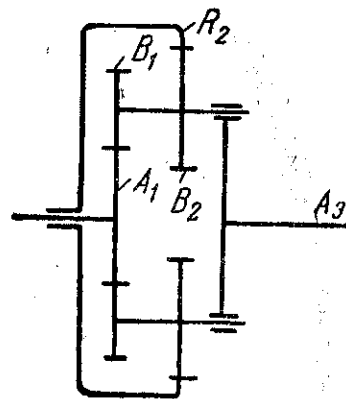
10. Меньшее время для полного разгона машины.

К недостатку планетарных механизмов надо отнести главным образом некоторое усложнение конструкции и удорожание производства, но это окупается большей продолжительностью работы передачи, меньшим расходом на ремонт и повышением экономичности.

Все отмеченные качества планетарных передач имеют особое важное значение для танков, работающих в трудных условиях движения, и поэтому применение усовершенствованных планетарных передач принимает все более широкие размеры.



Фиг. 89. Схема простой планетарной передачи.



Фиг. 90. Схема простого эпицикла.

Все планетарные механизмы могут быть разделены на два класса:

1. Планетарные передачи с полюсами зацепления шестерен, расположенными по одну сторону оси B : а) между осями B и A и б) снаружи оси B .

2. Планетарные передачи с полюсами зацепления шестерен, расположенными по разные стороны оси B , так называемые эпициклы.

На фиг. 89 представлена схема передачи, относящейся к первому классу.

Отличие ее от простой шестеренчатой передачи состоит в том, что ось B , на которой сидят жестко связанные между собой шестерни B_1 и B_2 , называемые спутниками, вращается вместе с коробкой (3) относительно оси A . Принцип работы этой передачи сводится к следующему.

Допустим, коробка (3) вращается от источника движения. Если заклинить сателлиты B и их оси, то шестерни A_1 и A_2 получат такое же вращение, как и коробка. Если остановить шестерню A_2 , а оси сателлитов B дать возможность вращаться, то, благодаря вращению коробки, сателлит B_2 будет перекачиваться по шестерне A_2 и, кроме вращения вместе с коробкой, получит вращение в ту же сторону относительно своей оси.

Вместе с сателлитом B_2 , как одно целое, вращается и сателлит B_1 , а, значит, угловая скорость шестерни A_1 , находящейся в зацеплении с сателлитом B_1 , будет зависеть от этих обоих вращений сателлита B_1 . От поворота коробки на некоторый угол α шестерня A_1 должна была бы повернуться на этот угол, если бы шестерня B_1 стояла в коробке неподвижно; но, так как последняя вращается относительно своей оси (т. е. относительно коробки), то благодаря этому шестерня A_1 повернется еще на какой-то угол обратно. Складывая эти два поворота шестерни A_1 , получим действительный поворот ее за время поворота коробки на угол α .

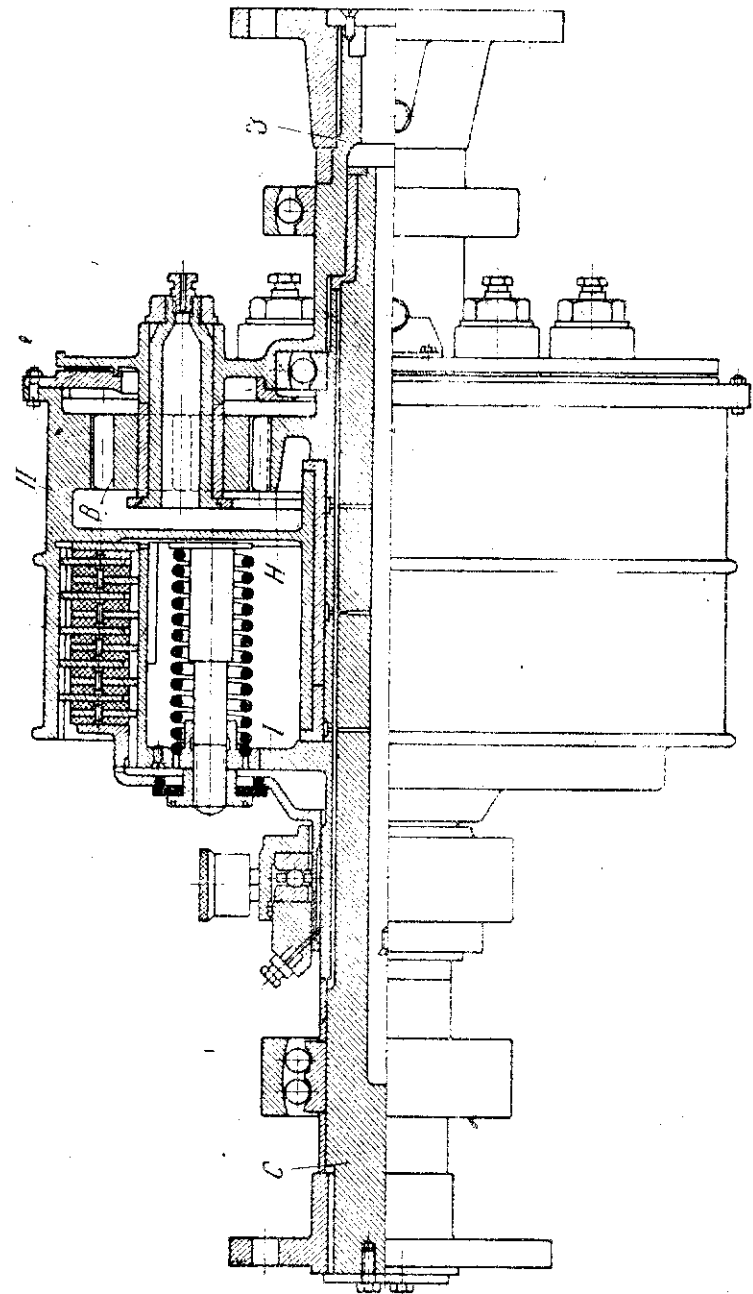
На фиг. 90 представлена схема передачи, относящейся ко второму классу.

Если в этой передаче затормозить шестерню A_2 , то при вращении вала A_2 получится такая же картина, как и в предыдущем случае, с той только разницей, что здесь сателлит B_2 будет перекачиваться по шестерне A_2 с внутренним зубом, и его относительное вращение будет направлено в обратную сторону вращения коробки. Шестерни A_1 и A_2 в планетарных передачах обычно называют центральными; неподвижная из них, около которой обкатываются сателлиты, иногда называется солнечной.

Ниже приведены конструкции планетарных механизмов, получивших применение в танках и тракторах.

На фиг. 91 представлен планетарный редуктор танка „Виккерс-12 т“. Здесь на валу C , связанном с вторичным валом коробки передач, жестко посажены внутренний барабан I дискового сцепления и центральная шестерня H редуктора. На внешнем барабане II сцепления, свободно посаженном на втулке центральной шестерни, нарезаны с правой внутренней стороны зубья кольцевой шестерни. Эта шестерня входит в зацепление с сателлитами B , которые с другой стороны зацепляются с центральной шестерней H . Сателлиты вращаются на осях, которые связаны с диском, передающим вращение по валу 3 . Когда сцепление включено, кольцевая шестерня вращается с той же скоростью, что и ведущий вал C вместе с центральной шестерней H . Поэтому ось сателлитов и диск с валом 3 будут вращаться одинаково с ведущим валом. Если выключить сцепление и затормозить внешний барабан II с кольцевой шестерней, то благодаря вращению шестерни H сателлиты будут обкатываться по кольцевой шестерне; оси сателлитов, а вместе с ними и ведомый вал 3 с диском получат вращение в ту же сторону, что и вал C , только с уменьшенной скоростью. Помощью такого редуктора удваивается количество передач. На танке „Виккерса 12 т“ редуктором пользуются только на высших скоростях.

Благодаря такому устройству редуктора переход с высшей скорости на пониженную и, наоборот, можно производить без выключения фрикциона и перемены передачи в коробке.



фиг. 91. Планетарный редуктор танка „Виккерс-12 т“.

На фиг. 72 предыдущего раздела представлена схема коробки скоростей с планетарным редуктором трактора „Карден-Ллойд“.

Планетарный редуктор, поставленный до коробки, служит для уменьшения скорости вращения первичного вала. На первичном валу коробки, на левом конце имеются ведомый диск сцепления и в середине центральная шестерня редуктора. Коробка редуктора жестко соединена с маховиком и вместе с ним постоянно вращается. Солнечная шестерня связана с тормозом. Если сцепление включено, и солнечная шестерня расторможена, то первичный вал получает такое же вращение как и двигатель. При выключенном сцеплении и торможении солнечной шестерни передача вращения от двигателя будет производиться через коробку и планетарную передачу на центральную шестерню.

В части 2-й настоящего труда в главе „Механизмы поворота“ представлены бортовой планетарный механизм поворота английского танка „Марка-V“ и двухступенчатый планетарный механизм поворота танка „Марка-VIII“, и там же приведены описание и принцип действия этих механизмов.

Наконец, на фиг. 104 и 105 представлена планетарная коробка передач Вильсона.

2. Графический и аналитический методы исследования кинематики планетарных передач

Исследование кинематики планетарных передач можно производить двумя методами: графическим и аналитическим. Графический метод наиболее нагляден, прост и более эффективен. При изучении механизма для определения точной кинематической зависимости необходимо пользоваться аналитическим методом, графическим же только проверять.

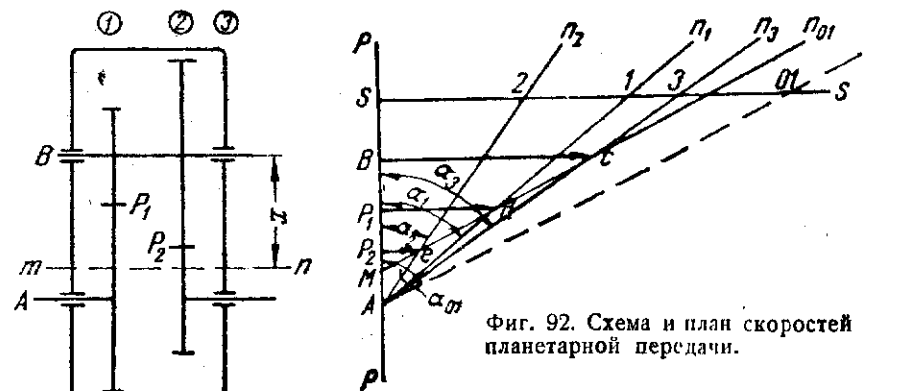
Цель кинематического исследования планетарного механизма, в основном, сводится к определению зависимости скорости вращения отдельных элементов механизма, т. е. передаточных чисел. Ввиду сложности изучения планетарных передач, особенно при аналитических приемах исследования, мы воспользуемся сначала графическим приемом, а потом, на его основе, перейдем к аналитическому.

На фиг. 92 представлена схема часто употребляемой в передаточных механизмах планетарной передачи. Обозначение радиусов шестерен и коробки сателлитов примем по координатной системе, при которой радиусы центральных шестерен обозначаются буквой A , но с разными индексами. Радиусы сателлитов — буквой B также с соответствующими индексами. Индексы 1, 2, и 3 приписываются к буквенным обозначениям радиусов соответственно тому ряду, в котором расположены шестерни. Так, например, радиусы пары шестерен, расположенных в первом ряду, будут: A_1 — центральной шестерни, B_1 — сателлита. Расстояние между осями обозначается A_3 . Числа оборотов валов относительно оси A обозначаются через n с тем индексом, который приписывается шестерням или коробке, с которыми связан данный вал. Полюсы зацепления обозначены соответственно буквами p_1 и p_2 .

Для общности выводов предположим, что все элементы механизма (шестерни A_1 и A_2 , коробка механизма и сателлиты) имеют какое-то вращение. Чтобы знать скорости вращения каждого из элементов, не-

обходимо иметь заданными скорости вращения каких-либо двух из них. Допустим, что нам известны число оборотов коробки n_3 и число оборотов n_1 — центральной шестерни с радиусом A_1 ; направление вращения у всех коробки и для шестерни — по часовой стрелке. По этим данным можно построить планы скоростей для всех шестерен (фиг. 92). Проведем вертикальную прямую PP' и проектируем на нее центральную ось A , ось сателлитов B и полюсы зацепления шестерен p_1 и p_2 .

Отрезки AB , Ap_1 , Ap_2 , Bp_1 , и Bp_2 выражают в масштабе радиусы A_1, A_2, B_1, B_2 . Практически всегда удобнее вычерчивать план скоростей в масштабе, увеличенном против схемы и в уменьшенном против чертежа. Поэтому обычно откладывается отрезок AB в наиболее удобном масштабе и затем в этом же масштабе на нем откладываются отрезки, соответствующие радиусам A_1, B_1, A_2 и B_2 .



Фиг. 92. Схема и план скоростей планетарной передачи.

По заданному числу оборотов коробки n_3 и радиусу A_3 можно определить окружную скорость оси B :

$$v_B = \frac{\pi}{30} \cdot n_3 \cdot A_3. \quad (26)$$

Подсчитанную по этой формуле окружную скорость оси B откладываем в произвольном масштабе от точки B перпендикулярно линии PP' в виде вектора Bc , сообразуясь с направлением вращения.

Масштаб скорости β мм/сек — мм будет равен $\frac{v_B}{Bc}$.

Из точки A через конец вектора Bc проводим луч n_3 , который даст нам закон изменения скоростей отдельных точек коробки в зависимости от расстояния их от оси вращения A . Фигура ABC носит название плана скоростей.

Определив далее по числу оборотов n_1 и радиусу A_1 первой центральной шестерни окружную скорость полюса p_1

$$v_1 = \frac{\pi}{30} \cdot n_1 \cdot A_1, \quad (27)$$

в том же масштабе β откладываем ее от точки p_1 в виде вектора p_1d . Из точки A через конец этого вектора (точку d) проводим луч n_1 .

Фигура AP_1d также будет представлять собой план скоростей шестерни A_1 .

Переходим теперь к определению плана скоростей сателлитов. Как указывалось выше, сателлиты B_1 и B_2 имеют одновременно два вращения: относительное около своей оси B и переносное вместе с осью около центральной оси A . Суммарное или абсолютное вращение будет представлять собой вращение около некоторой мгновенной оси M . Скорости отдельных точек и мгновенную ось вращения найдем следующим образом. Скорость оси B сателлитов равна v_3 и представлена вектором Bc . Окружная скорость шестерни A_1 в полюсе зацепления p_1 , представленная вектором p_1d , равна, очевидно, абсолютной скорости точки сателлита B_1 , находящейся в этом полюсе.

Проведя через концы C и d этих векторов линию cd , получим закон изменения абсолютных скоростей точек сателлитов, совпадающих в данный момент с линией PP .

Точка M пересечения линии PP и линии cd (иначе луча n_{01}) будет проекцией мгновенной оси абсолютного вращения сателлитов, так как скорость сателлитов в ней равна нулю. Треугольник MBC будет являться планом скоростей их. Имея его, можно найти скорость любой точки сателлитов. Нас интересует скорость точки p_2 — полюса зацепления второй пары шестерен. Ее скорость будет равна вектору p_2e , проведенному из точки p_2 до пересечения с линией n_{01} . Так как точка p_2 является полюсом зацепления шестерен радиуса B_2 и A_2 , то скорость последней в этом полюсе будет также равна вектору pe , т. е. эта скорость будет в то же время окружной скоростью шестерни на радиусе A_2 . Ось A неподвижна и, следовательно, для шестерни A_2 получим закон изменения скоростей, если из точки A через конец e вектора скорости p_2e проведем луч n_2 . Фигура Ap_2e будет планом скоростей шестерни A_2 .

Таким образом по заданным числам оборотов n_3 и n_1 и размерам шестерен мы нашли закон изменения скоростей шестерни A_2 . Чтобы по полученному вектору скорости полюса p_2 найти число оборотов n_2 , надо его разделить на радиус A_2 ; тогда

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_2 = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{v_3}{A_2} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{p_2e \cdot \beta}{A_2} \quad (28)$$

Число оборотов n_2 можно найти и графически. Возьмем на линии PP произвольную точку S и проведем из нее линию, перпендикулярную линии PP . Точки $2, 1, 3, 01$ пересечения с этой линией лучей n_2, n_1, n_3 и луча, проведенного из точки A параллельно линии n_{01} , дадут отрезки, отмеряемые от точки S , пропорциональные числам оборотов n_2, n_1, n_3 и n_{01} . Это вытекает из следующего: если радиусы шестерен на линии PP отложены в масштабе $\gamma \frac{MM}{MM}$, то на основании предыдущей формулы (28) можно написать для числа оборотов n_1 следующее выражение:

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\beta}{\gamma} \cdot \frac{p_1d}{Ap_1} = \delta \cdot \text{tg } \alpha_1, \quad (29)$$

где

$$\delta = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\beta}{\gamma}$$

"

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{p_1d}{Ap_1}$$

Аналогично подобные выражения можно написать и для других чисел оборотов:

$$\left. \begin{aligned} n_2 &= \delta \cdot \text{tg } \alpha_2; \\ n_3 &= \delta \cdot \text{tg } \alpha_3; \\ n_{01} &= \delta \cdot \text{tg } \alpha_{01}. \end{aligned} \right\} \quad (29')$$

Для отрезков на линии Ss можно написать следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} S1 &= SA \cdot \text{tg } \alpha_1; \\ S2 &= SA \cdot \text{tg } \alpha_2; \\ S3 &= SA \cdot \text{tg } \alpha_3; \\ S01 &= SA \cdot \text{tg } \alpha_{01}. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

Объединяя их с предыдущими выражениями (29), получим:

$$\left. \begin{aligned} S1 &= \frac{SA}{\delta} \cdot n_1 = k \cdot n_1 \\ S2 &= \frac{SA}{\delta} \cdot n_2 = k \cdot n_2 \\ S3 &= \frac{SA}{\delta} \cdot n_3 = k \cdot n_3 \\ S01 &= \frac{SA}{\delta} \cdot n_{01} = k \cdot n_{01}. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

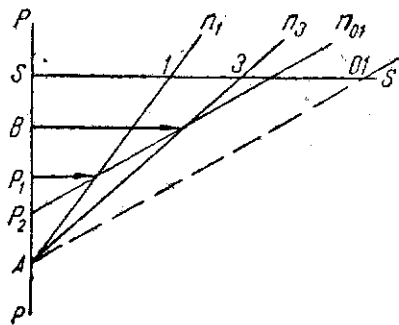
Из этих формул видно, что означенные отрезки выражают собой в определенном масштабе $\frac{1}{k}$ числа оборотов отдельных элементов. Передаточные числа из этих выражений через отрезки на линии Ss представятся в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} i_{12} &= \frac{n_1}{n_2} = \frac{S1}{S2}; \\ i_{13} &= \frac{n_1}{n_3} = \frac{S1}{S3}; \\ i_{23} &= \frac{n_2}{n_3} = \frac{S2}{S3}; \\ i_{101} &= \frac{n_1}{n_{01}} = \frac{S1}{S01}. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

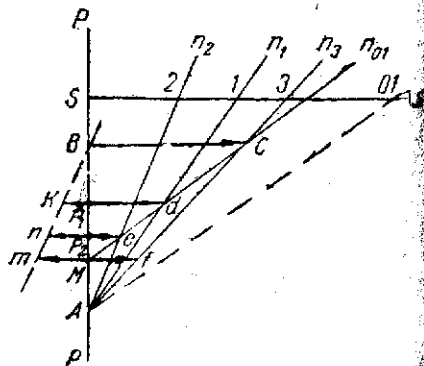
Таким образом передаточные числа при графическом методе определения находятся, как отношения отрезков планов скоростей на линии Ss .

На основании этого вывода заключаем, что при построении планов скоростей нет надобности вычислять окружные скорости и откладывать их в определенном масштабе; построение можно произвести, откладывая на произвольно выбранном к линии PP перпендикуляре Ss отрезки, пропорциональные заданным числам оборотов, и проводя через точки этих отрезков к точке A лучи, которые и дадут законы изменения скоростей.

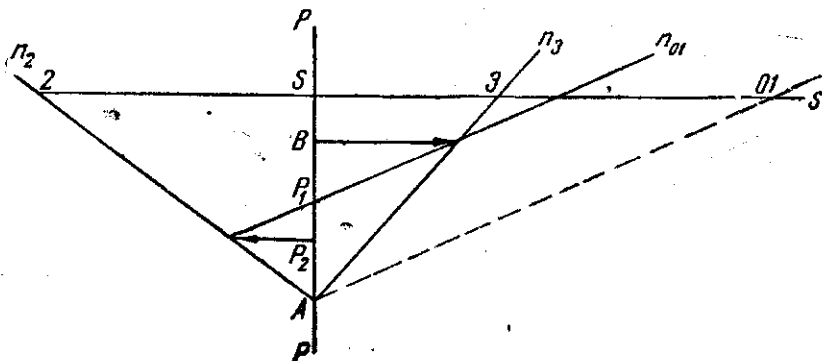
При изложенном исследовании мы исходили из того предположения, что шестерня A_1 и коробка механизма получали какие-то независимые



Фиг. 93. План скоростей планетарной передачи при заторможенной шестерне A_2 .



Фиг. 95. План скоростей планетарной передачи при неполностью затянутом тормозе.



Фиг. 94. План скоростей планетарной передачи при заторможенной шестерне A_1 .

числа оборотов n_1 и n_3 . Строго говоря, механизм, в котором нет неподвижных колес, и все колеса свободно вращаются вокруг своих осей, относится к типу дифференциальных механизмов. Для планетарных механизмов характерно то, что какая-либо из центральных шестерен обычно является неподвижной. На фиг. 93 представлена диаграмма скоростей для случая, когда шестерня A_2 заторможена. Такую диаграмму скоростей при работе будет иметь планетарный редуктор трактора „Карден-Ллойд“, представленный на фиг. 72. На фиг. 94 представлена диаграмма скоростей для случая, когда заторможена шестерня A_1 . Это

случай и характерны для простых планетарных передач, применяемых в танкостроении. Вращение всех элементов в этих передачах возможно только в процессе включения при неполном торможении одной из центральных шестерен. В сложных планетарных передачах, составленных из отдельных простых передач посредством параллельного или последовательного соединения (см. коробка Вильсона), в отдельных звеньях возможен случай, когда все три элемента простой планетарной передачи вращаются.

Из рассмотрения представленных выше диаграмм скоростей видно, что, если останавливается меньшая центральная шестерня (фиг. 93), то направление вращения большей центральной шестерни и коробки получается одинаковым (прямой ход); если же останавливается большая центральная шестерня (фиг. 94), то направление вращения их получается различным (задний ход).

В том случае, когда положение оси мгновенного вращения известно, например при полном торможении одной из шестерен, построение диаграммы скоростей и графическое исследование легче провести обратным способом, начиная строить диаграмму с проведения из мгновенного центра вращения луча n_{01} . Такое построение показано на фиг. 95 и объяснено ниже.

Берем ось PP и откладываем на ней отрезки Ap_2 , Ap_1 и AB , представляющие размеры радиусов шестерен и расстояние между осями.

Допустим положение мгновенной оси вращения сателлитов нам известно и определяется точкой M . Тогда из точки M проводим с произвольным наклоном луч n_{01} , представляющий закон изменения скоростей сателлитов. Этот луч определяет скорости Vc , p_1d , и p_2e точек B , p_1 и p_2 , так как все эти точки принадлежат сателлитам. Проведя через концы c , d и e этих векторов из точки A лучи n_3 , n_1 и n_2 , получим планы скоростей коробки, шестерни A_1 и шестерни A_2 . Если известно какое-либо число оборотов, например n_3 , то другие числа оборотов определяются из отношения отрезков на плане угловых скоростей (линия Ss). Если требуется найти окружные скорости отдельных точек, то по заданному числу оборотов n_3 , радиусу A_3 в масштабе γ и полученному отрезку Vc , изображающему скорость точки B , находится масштаб скоростей:

$$\beta = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_3 \cdot A_3}{Vc} \left(\frac{\text{мм}}{\text{сек. мм}} \right). \quad (33)$$

По этому масштабу и размерам векторов скоростей находят все окружные скорости. Например, для точки p_1 окружная скорость будет равняться:

$$v_1 = \beta \cdot p_1d. \quad (34)$$

Во всех предыдущих случаях на диаграммах скоростей рассматривались только абсолютные скорости, т. е. скорости относительно неподвижной оси A . Часто для сателлитов бывает важно знать относительные скорости вращения, т. е. скорости относительно вращающейся коробки; это необходимо, например, для определения износа зубьев или для определения kt подшипников вала сателлитов.

План скоростей относительного вращения можно начертить, исходя из следующих соображений. Абсолютная линейная скорость какой-нибудь точки спутников составляет из переносной скорости, получающейся от вращения спутников вместе с коробкой и определяемой лучом n_3 диаграммы (фиг. 95), и из относительной скорости, получающейся вследствие вращения спутников относительно коробки. Складываясь геометрически, относительная и переносная скорости дают на диаграмме вектор абсолютной скорости этой точки. Мгновенная ось, вращения, которую будем представлять связанной с спутниками, имеет абсолютную скорость, равную нулю. Это могло получиться только потому, что относительная скорость ее равна переносной и имеет обратное по отношению к последней направление.

Переносная скорость оси M равна вектору \overline{Mf} , проведенному из точки M до пересечения с лучом n_3 . Тогда относительная скорость оси M будет равна вектору \overline{Mt} , равному вектору \overline{Mf} , но направленному обратно. Относительная скорость оси B равняется нулю. Отсюда, если проведем линию, соединяющую точку B с концом t вектора \overline{Mt} , то получим план относительных скоростей спутников, по которому можно определить относительные окружные скорости полюсов зацепления p_1 и p_2 . Число оборотов n_B относительного вращения спутников можно получить из плана угловых скоростей; так как

$$\omega_{abc} = \omega_{пер} + \omega_{отн}, \quad (35)$$

то

$$n_{отн} = n_{abc} - n_{пер}.$$

На плане угловых скоростей отрезки $S\bar{3}$ и $S01$, согласно формуле (31), пропорциональны числам оборотов n_3 и n_{01} . Число оборотов n_3 для спутников является переносной скоростью вращения, а число оборотов n_{01} — абсолютной. Следовательно,

$$n_B = n_{01} - n_3, \quad (36)$$

$$n_B = \frac{1}{k} (S01 - S\bar{3}) = \frac{1}{k} \cdot \overline{(3)(01)},$$

или

$$\overline{(3)(01)} = k \cdot n_B, \quad (37)$$

т. е. разность между отрезками $S01$ и $S\bar{3}$ равна относительному числу оборотов n_B в масштабе k , общем для всех чисел оборотов.

Число оборотов n_B по этой формуле имеет положительное значение; это указывает на то, что спутник вращается на своей оси тоже по часовой стрелке.

На фиг. 96 представлена другая часто употребляемая схема планетарной передачи (эпицикл) и показана диаграмма скоростей при заданных независимо числах оборотов n_1 и n_3 .

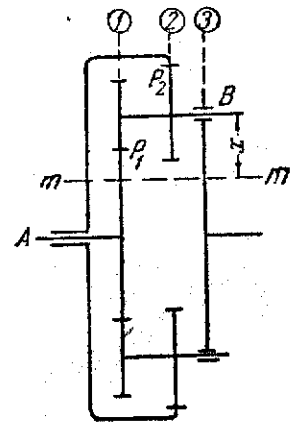
Отличие этой схемы от предыдущей заключается в том, что спутник B_2 и шестерня A_2 имеют внутреннее зацепление.

Построение произведено тем же способом, как указано для первой схемы. Обозначения радиусов шестерен и коробки приняты тоже по координатной системе.

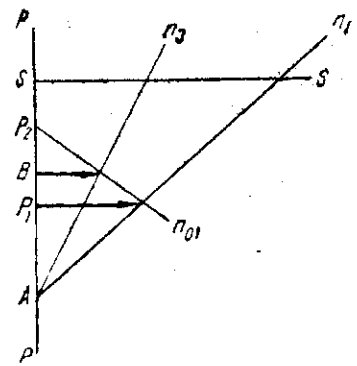
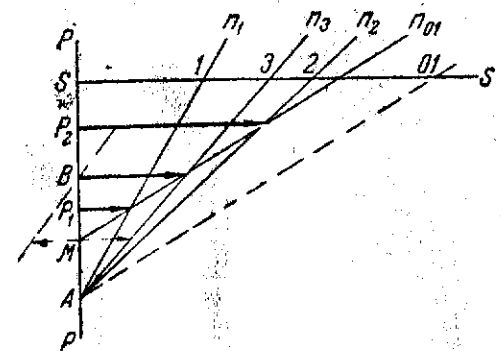
На фиг. 97 и 98 представлены диаграммы скоростей для двух случаев:

- 1) когда скорость шестерни A_2 равна нулю ($n_2 = 0$),
- 2) когда скорость шестерни A_1 равна нулю ($n_1 = 0$).

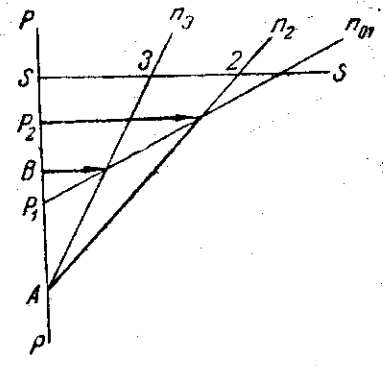
Перейдем теперь к аналитическому методу исследования планетарных передач. Из диаграммы скоростей фиг. 92 видно, что окружная скорость v_1 полюса зацепления p_1 равна угловой скорости ω_1 центральной шестерни 1 , умноженной на радиус ее A_1 и, с другой стороны, равна



Фиг. 96. Схема эпицикла и план скоростей.



Фиг. 97. План скоростей эпицикла при зафиксированном полюсе P_2 .



Фиг. 98. План скоростей эпицикла при зафиксированном полюсе P_1 .

угловой скорости абсолютного вращения спутника ω_{01} , умноженной на расстояние от оси мгновенного вращения до полюса p_1 , т. е. на $(x - B_1)$. Следовательно,

$$v_1 = A_1 \omega_1 = (x - B_1) \omega_{01}$$

или

$$v_1 = A_1 \frac{30}{\pi} \cdot n_1 = (x - B_1) \frac{30}{\pi} \cdot n_{01}.$$

Такие же выражения можно написать для скорости v_2 полюса зацепления второй пары шестерен и для скорости v_3 оси B спутников.

Опуская в этих выражениях одинаковый для вторых членов коэффициент $\frac{30}{\pi}$, получим три независимых уравнения:

$$v_1 \equiv A_1 n_1 = (x - B_1) \cdot n_{01}; \quad (38)$$

$$v_2 \equiv A_2 n_2 = (x - B_2) n_{01}; \quad (39)$$

$$v_3 \equiv A_3 n_3 = x n_{01}. \quad (40)$$

Исключая последовательно неизвестные x и n_{01} , получаем:

$$A_1 n_1 = A_3 n_3 - B_1 n_{01};$$

$$A_2 n_2 = A_3 n_3 - B_2 n_{01};$$

$$\frac{A_3 n_3 - A_2 n_2}{B_2} = \frac{A_3 n_3 - A_1 n_1}{B_1}$$

$$A_3 (B_2 - B_1) n_3 = A_1 B_2 n_1 - A_2 B_1 n_2. \quad (41)$$

Приведем это уравнение к более запоминаемой форме. Для этого разделим все члены на $A_1 B_2$ и, преобразовав член $\frac{A_3 (B_2 - B_1)}{A_1 B_2}$, получим:

$$\left(1 - \frac{A_2 B_1}{A_1 B_2}\right) n_3 = n_1 - \frac{A_2 B_1}{A_1 B_2} \cdot n_2. \quad (42)$$

Выражение $\frac{A_2 B_1}{A_1 B_2}$ в этом уравнении есть не что иное, как передаточное отношение $\frac{n_1}{n_2}$ при неподвижной коробке (при $n_3 = 0$), или, — что все равно, — передаточное число относительного вращения; обозначим:

$$\frac{A_2 B_1}{A_1 B_2} = \frac{n_1}{n_2} = i_{12} \text{ (при } n_3 = 0\text{)}.$$

Подставляя в уравнение (42), окончательно получим:

$$(1 - i_{12}) n_3 = n_1 - i_{12} \cdot n_2. \quad (43)$$

Уравнения (41), (42) и (43) выражают собой зависимость между тремя числами оборотов n_1 , n_2 и n_3 центральных шестерен и коробки. Если одно из них, например n_1 , будет задано, то два других числа оборотов из этого уравнения не могут определиться однозначно, а будут иметь любые значения. Для определения движения необходимо иметь еще одну зависимость какого-либо из чисел оборотов от числа оборотов независимого элемента; например, зависимость числа оборотов n_2 от числа оборотов n_1 . Такие механизмы, как известно, называются *механизмами с двумя степенями свободы*.

Условимся обозначать через:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \text{ при } n_3 = 0;$$

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} \text{ при } n_2 = 0;$$

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} \text{ при } n_1 = 0;$$

В механизме, работающем по схеме фиг. 92, могут представиться три частных случая его работы.

Первый случай: $n_3 = 0$.

Из уравнений (42) и (43) получаем:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{A_2 B_1}{A_1 B_2}. \quad (44)$$

Второй случай: $n_2 = 0$.

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1 - \frac{A_2 B_1}{A_1 B_2} = 1 - i_{12}. \quad (45)$$

Третий случай: $n_1 = 0$.

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = 1 - \frac{A_1 B_2}{A_2 B_1} = 1 - \frac{1}{i_{12}} = \frac{i_{13}}{i_{13} - 1}. \quad (46)$$

Анализируя формулу второго случая ($n_2 = 0$), приходим к заключению, что, если радиус невращающейся центральной шестерни A_2 будет меньше радиуса A_1 другой центральной шестерни, т. е. $A_2 < A_1$, то и радиус сателлита $B_2 > B_1$ и, следовательно, выражение $\frac{A_2 B_1}{A_1 B_2}$ будет меньше единицы; передаточное число i_{13} в этом случае положительно, что указывает на одинаковые направления угловых скоростей n_1 и n_3 .

Наоборот, если

$$A_2 > A_1,$$

то

$$B_2 < B_1$$

и, следовательно, выражение $\frac{A_2 B_1}{A_1 B_2}$ будет больше единицы; в этом случае $i_{13} < 0$, что указывает на вращение элементов в разные стороны.

Для третьего случая ($n_1 = 0$) наоборот при $A_1 < A_2$ и $B_1 > B_2$ передаточное число $i_{23} > 0$, и направления вращения шестерни A_2 и коробки одинаковы, а при $A_1 > A_2$ и $B_1 < B_2$ передаточное число $i_{23} < 0$, и направления вращения — разные.

Вывод кинематической зависимости между числами оборотов при любом положении мгновенной оси вращения для эпицикла, представленного на фиг. 96, делается аналогично предыдущему.

Из диаграммы скоростей имеем:

$$v_1 \equiv A_1 n_1 = (x - B_1) n_{01}; \quad (47)$$

$$v_2 \equiv A_2 n_2 = (x + B_2) n_{01}; \quad (48)$$

$$v_3 \equiv A_3 n_3 = x \cdot n_{01}. \quad (49)$$

Исключая из этих уравнений x и n_{01} , последовательно получаем:

$$A_1 n_1 = A_3 n_3 - B_1 n_{01};$$

$$A_2 n_2 = A_3 n_3 + B_2 n_{01};$$

$$\frac{A_1 n_1 + A_3 n_3}{B_1} = \frac{A_2 n_2 - A_3 n_3}{B_2};$$

$$A_3 (B_1 + B_2) n_3 = A_1 B_2 n_1 + A_2 B_1 n_2. \quad (50)$$

Разделив все члены уравнения (50) на A_1B_2 , получим:

$$\left(1 + \frac{A_2B_1}{A_1B_2}\right)n_3 = n_1 + \frac{A_2B_1}{A_1B_2} \cdot n_2. \quad (51)$$

Выражение $\frac{A_2B_1}{A_1B_2}$ в этом уравнении есть абсолютное значение передаточного числа $\frac{n_1}{n_2}$ при неподвижной коробке, т. е. при $n_3 = 0$, или иначе, — передаточного числа относительного вращения шестерен.

Принимая во внимание знак, будем иметь:

$$\frac{A_2B_1}{A_1B_2} = -\frac{n_1}{n_2} = -i_{12} \text{ (при } n_3 = 0\text{)}.$$

Подставляя это выражение в уравнение (51), окончательно получим уравнение, связывающее числа оборотов, совершенно одинаковые с уравнением (43):

$$(1 - i_{12})n_3 = n_1 - i_{12}n_2. \quad (43)$$

Отсюда заключаем, что уравнение (43) является выражением зависимости чисел оборотов для всех схем планетарных передач, составленных из двух пар сцепляющихся шестерен; необходимо только при подстановке значений i_{12} — передаточного числа относительного вращения — учитывать их знак.

Для трех частных случаев работы эпицикла будут иметь место следующие передаточные отношения.

Первый случай: $n_3 = 0$.

Из уравнений (26) и (18) получаем:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{A_2B_1}{A_1B_2}. \quad (52)$$

Второй случай: $n_2 = 0$.

$$i_{18} = \frac{n_1}{n_3} = 1 + \frac{A_2B_1}{A_1B_2}. \quad (53)$$

Третий случай: $n_1 = 0$.

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = 1 + \frac{A_1B_2}{A_2B_1}. \quad (54)$$

Анализируя второй и третий случаи, находим, что передаточные числа i_{12} и i_{23} всегда имеют положительное значение; следовательно направление вращения при всяких относительных размерах шестерен будет одинаковым. Передаточное число и во втором и в третьем случае всегда больше единицы, а это значит, что коробка сателлитов вращается медленнее, чем центральные шестерни. Диаграммы скоростей для второго и третьего случая показаны на фиг. 97 и 98.

Для получения обратного хода при шестернях с внутренним зацеплением необходимо воспользоваться другой схемой, представленной на фиг. 99. Этот вывод можно сделать из диаграммы скоростей и из уравнения (43):

$$(1 - i_{12})n_3 = n_1 - i_{12}n_2.$$

При $n_3 = 0$ передаточное число относительного вращения будет иметь положительное значение:

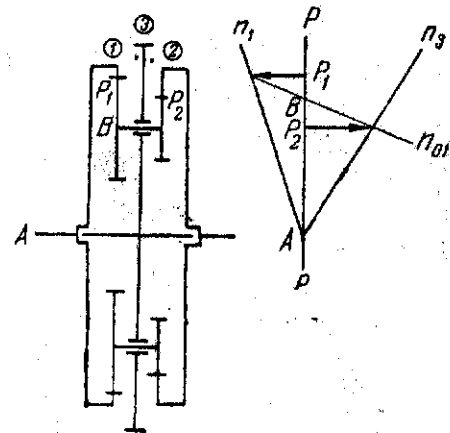
$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{A_2B_1}{A_1B_2}.$$

Отсюда, если тормозится вторая центральная шестерня:

$$\begin{aligned} i_{18} &= \frac{n_1}{n_3} = 1 - i_{12} = \\ &= 1 - \frac{A_2B_1}{A_1B_2} = -\frac{A_2(B_1 - B_2)}{A_1B_2} \end{aligned}$$

и если $A_1 > A_2$, то $B_1 > B_2$ и передаточное число получает отрицательный знак; наоборот, если $A_1 < A_2$, то $B_1 < B_2$ и передаточное число будет положительным.

Означенные выше формулы (42), (43) и (51) зависимости чисел оборотов можно найти по другому способу, известному в прикладной механике под именем „метода Свампа“.



Фиг. 99. Схема двойного эпицикла для получения обратного хода.

3. Действующие усилия в зубьях

На фиг. 100 показаны действующие на группу сателлитов усилия: со стороны оси, равное P_3 и со стороны шестерен A_1 и A_2 — усилия P_1 и P_2 .

Из условия равновесия всей системы можно составить следующие уравнения:

$$P_1 - P_2 - P_3 = 0; \quad (55)$$

$$P_1A_1 - P_2A_2 - P_3A_3 = 0. \quad (56)$$

Кроме того, беря моменты относительно точек B и p_2 , будем иметь:

$$P_1 : P_2 = B_2 : B_1; \quad (57)$$

$$P_1 : P_3 = B_2 : (B_2 - B_1), \quad (58)$$

или, объединяя эти уравнения:

$$P_1 : P_2 : P_3 = B_2 : B_1 : (B_2 - B_1). \quad (59)$$

Зная одну из этих трех сил, по этим уравнениям можем найти и две другие.

На фиг. 101 показаны действующие усилия на сателлиты для планетарной передачи с внутренним зацеплением (эпицикла). Условия равновесия их можно написать следующими независимыми уравнениями:

$$P_1 + P_2 - P_3 = 0. \quad (60)$$

$$P_1A_1 + P_2A_2 - P_3A_3 = 0. \quad (61)$$

Кроме того, беря моменты относительно точек B и P_2 , будем иметь:

$$P_1 : P_2 = B_2 : B_1; \quad (62)$$

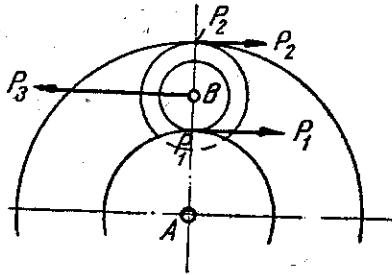
$$P_1 : P_3 = B_2 : (B_2 + B_1), \quad (63)$$

$$P_1 : P_2 : P_3 = B_2 : B_1 : (B_2 + B_1). \quad (64)$$

или

4. Коэффициент полезного действия планетарных передач

Теоретическое исследование потери мощности на трение в планетарных передачах показывает, что в некоторых случаях коэффициент полезного действия их получается ниже, чем к. п. д. шестеренчатой передачи с неподвижными центрами, причем величина его зависит от передаточного отношения.

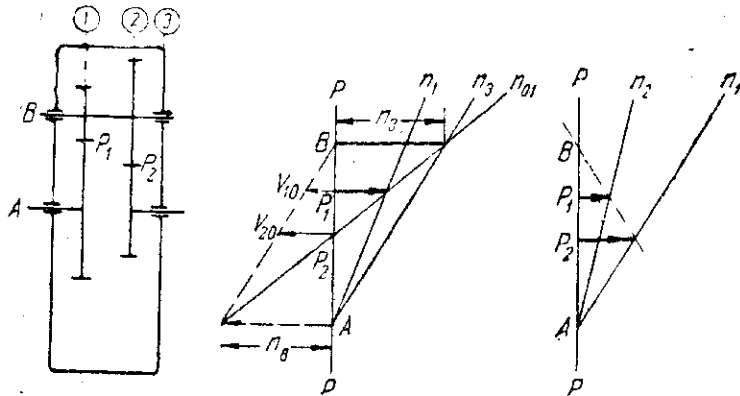


Фиг. 101. Схема усилий, действующих на группу сателлитов в эпицикле.

Для незамкнутых планетарных передач, т. е. передач с неподвижной солнечной шестерней, к. п. д. может быть приближенно определен из следующих соображений.

На фиг. 102 изображена схема планетарной передачи, и вычерчены диаграммы скоростей для случая, когда шестерня A_2 неподвижна, и для случая, когда неподвижна коробка.

$$N_T = (1 - \eta) N \approx 0,03 N. \quad (65)$$



Фиг. 102. Схема и план скоростей к определению к. п. д. планетарной передачи.

Передаваемая мощность в каждом полюсе зацепления в планетарной передаче равна произведению окружного усилия на окружную относительную скорость полюса:

$$N = P_1 v_{10} = P_2 v_{20} \quad (66)$$

где v_{10} и v_{20} — окружные скорости полюсов зацепления относительно коробки.

В общем виде к. п. д. может быть представлен следующей формулой:

$$\eta_i = \frac{N_3 - N_T}{N_3}, \quad (67)$$

где N_3 — мощность на вращаемом валу,

N_T — мощность, потерянная на трение в передаче.

В планетарной передаче мощность трения N_T можно разделить на две: N_{T1} — мощность, потерянную в первом полюсе зацепления, и N_{T2} — мощность, потерянную во втором полюсе зацепления. Они, как указывалось, равняются $(1 - \eta)$ от мощности, подсчитанной по относительным скоростям на полюсах зацепления. Отсюда можно написать:

$$\eta_i = 1 - \left(\frac{N_{T1}}{N_3} + \frac{N_{T2}}{N_3} \right) = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{P_1 v_{10}}{P_1 v_3} + \frac{P_2 v_{20}}{P_2 v_3} \right) \quad (68)$$

или

$$\eta_i = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{P_1 \cdot n_B \cdot B_1}{P_3 \cdot n_3 \cdot A_3} + \frac{P_2 \cdot n_B \cdot B_2}{P_3 \cdot n_3 \cdot A_3} \right), \quad (69)$$

где n_B — число оборотов сателлитов относительно оси B .

Из динамики планетарных передач известно, что без учета к. п. д.

η

$$\frac{P_1}{P_3} = \frac{B_2}{B_2 - B_1} \quad \text{и} \quad \frac{P_2}{P_3} = \frac{B_1}{B_2 - B_1},$$

и из плана скоростей (подобие треугольников):

$$\frac{n_B}{n_3} = \frac{A_2}{B_2}.$$

Подставляя в выражение к. п. д., получим:

$$\eta_i = 1 - 2(1 - \eta) \cdot \frac{A_2 B_1}{A_3 (B_2 - B_1)} \quad (70)$$

или

$$\eta_i = 1 - 2 \frac{(1 - \eta)}{i_{23}}, \quad (71)$$

где

$$i_{23} = 1 - \frac{A_1 B_2}{A_2 B_1}.$$

Принимая η равным 0,97, окончательно получим:

$$\eta_i = 1 - \frac{0,06}{i_{23}}. \quad (72)$$

Имея в виду, что

$$i_{23} = \frac{i_{13}}{i_{13} - 1},$$

получим для к. п. д. другое выражение:

$$\eta_i = 1 - 0,06 \frac{1 - i_{13}}{i_{13}}. \quad (73)$$

В этих выражениях во всех случаях i_{23} и i_{13} необходимо считать положительными. Анализируя формулу (73), находим, что, чем меньше будет передаточное число $i_{13} = \frac{n_1}{n_3}$, тем меньше будет к. п. д.; например, при $i_{13} = \frac{1}{2}$ к. п. д. $\eta_i = 0,94$, а при $i_{13} = \frac{1}{5}$, $\eta_i = 0,76$. Как видим из этих примеров, с увеличением передачи к. п. д. сильно падает.

Для планетарной передачи с внутренним зацеплением, выполненной по схеме фиг. 74 (т. е. эпицикла), при торможении шестерни радиуса A_2 получим:

$$\eta_i = 1 - \frac{0,06}{i_{23}} = 1 - 0,06 \frac{i_{13} - 1}{i_{13}} \quad (74)$$

Поскольку к. п. д. каждой пары шестерен неодинаков при разных отношениях числа зубьев, постольку полученный вывод к. п. д. планетарной передачи может рассматриваться лишь как приближенный, но достаточный для практических расчетов, ибо в математически точном выражении к. п. д. пары шестерен

$$\eta = 1 - \frac{2\mu km}{\sin 2\alpha} \left(\frac{1}{z_A} + \frac{1}{z_B} \right) \quad (75)$$

отсутствие точных данных по коэффициенту трения μ также не гарантирует точности результатов вычисления.

В формуле (75) приняты обозначения:

m — модуль зуба,

α — угол зацепления,

k — коэффициент поправки зуба,

z_A и z_B — число зубьев шестерен.

Учитывая формулу (75) — к. п. д. планетарной передачи, получим:

$$\eta_i = 1 - \frac{2\mu \cdot k \cdot m}{\sin 2\alpha} \left(\frac{1}{z_{A_1}} + \frac{1}{z_{B_1}} + \frac{1}{z_{A_2}} + \frac{1}{z_{B_2}} \right) \frac{1 - i_{13}}{i_{13}} \quad (76)$$

Таблица к. п. д. планетарных передач при различных передаточных числах

№ по пор.	Внешнее зацепление		η_i	Внутреннее зацепление	
	передаточные числа			передаточные числа	
	i_{13}	i_{31}		i	η_i
1	$\frac{1}{2}$	2	0,94	2	0,97
2	$\frac{1}{3}$	3	0,88	3	0,96
3	$\frac{1}{4}$	4	0,82	4	0,955
4	$\frac{1}{5}$	5	0,76	5	0,952

Рассматривая таблицу, замечаем, что к. п. д. планетарной передачи при расположении полюсов по одну сторону оси B с увеличением передачи, сильно падает. К. п. д. планетарной передачи в случае расположения полюсов по разные стороны оси B при увеличении передаточного числа падает очень медленно и, как показывает формула (74), его наименьшая величина не может быть ниже 0,94, т. е. того значения к. п. д., которое принимают для двух пар сцепляемых шестерен в передаче с неподвижными центрами. Отсюда заключаем, что применение планетарных передач с внутренним зацеплением шестерен с точки зрения потерь значительно выгоднее простых передач с наружным зацеплением.

5. Примерный расчет и методы конструирования планетарных передач

Обычно при проектировании новых планетарных передач задаются мощностью N и передаточным числом i_{13} . Из конструктивных соображений по техническим условиям выбирается схема механизма и устанавливаются относительные размеры шестерен.

Графически определение относительных размеров шестерен производится следующим образом. Берется линия полюсов PP (фиг. 103) и на ней откладывается произвольной длины отрезок AB , изображающий расстояние между осями. Из точки S проводится линия Ss , перпендикулярная линии PP . На этой линии от точки S откладываются отрезки $S1$ и $S3$, пропорциональные числам оборотов n_1 и n_3 , и через концы их из точки A проводятся лучи n_1 и n_3 . Затем между точками A и B выбирается точка p_1 — полюс зацепления первой пары шестерен — из соображений наиболее целесообразного соотношения размеров шестерен A_1 и B_1 . Из точки p_1 проводится вектор p_1d и из точки B — вектор Bc . Через концы векторов Bc и p_1d проводится луч n_{01} ; пересечение этого луча с линией PP даст полюс зацепления p_2 второй пары шестерен.

Далее переходим к определению абсолютных размеров шестерен.

В зависимости от того, какие поставлены ограничивающие требования, устанавливаем тот или иной абсолютный размер, который и определит наш масштаб радиусов шестерен.

Так, например, если ограничены габаритные размеры коробки наружным диаметром D , выбираем за известную величину:

$$2(AB + B_2 + c) = D,$$

где c — учитывает зазоры, толщину стенки корпуса коробки, фланцы ее и пр.

Если в условие поставлено добиться минимальных размеров, то, учитывая, примерно, относительную величину высоты зуба и толщины обода шестерен, устанавливаем, на какой наибольший относительный диаметр вала можно посадить шестерню A_1 , для чего на плане скоростей намечаем точку b , понимая под радиусом вала отрезок Ab .

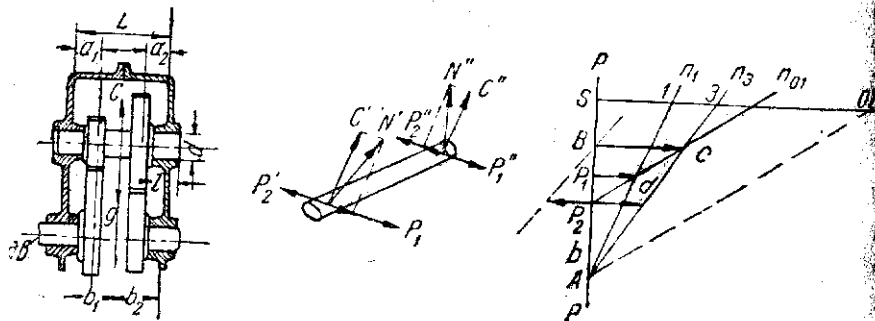
Чтобы до некоторой степени гарантировать себя от перерасчетов вследствие недостаточной прочности зубьев шестерен, отношение диаметра вала и шестерни не следует принимать больше $\frac{20}{z_A}$ для хромони-

келевой стали и $\frac{12}{z_A}$ — для углеродистой, где z_A — примерно ожидаемое число зубьев шестерни A_1 , которое может быть установлено из план скоростей, задаваясь z_{\min} наименьшей шестерни.

Подсчитывая далее диаметр вала d по заданному крутящему моменту с запасом напряжения на неизвестный пока изгибающий момент, по радиусу его устанавливаем масштаб плана скоростей и, значит, абсолютные размеры всех шестерен.

Далее по общим методам расчета шестерен определяем модуль зубьев и число их.

При выборе числа зубьев надо иметь в виду, что число зубьев центральных шестерен должно быть кратным числу параллельно работающих групп сателлитов.



Фиг. 103. Схема действующих усилий и план скоростей планетарной передачи (к примерному расчету).

Если в результате расчета число зубьев на наименьшей шестерне получается слишком малым, или размеры подшипников не вмещаются в полученные габариты, то следует повторить расчет, уменьшая относительный размер вала, т. е. приближая на плане скоростей точку b к A .

После окончательного установления размеров шестерен составляется эскиз коробки; при этом параллельно подсчитываются по общим методам расчета деталей их величины и, если не встречается больших отклонений от желаемых результатов, переходят к аналитическому расчету и точному определению всех размеров.

Для выбора размеров подшипников сателлитов необходимо знать нагрузку на них и число оборотов.

Подшипники сателлитов рассчитываются по суммарной нагрузке от окружающих усилий и центробежной силы. Число оборотов надо принимать относительное — n_B . Для примера приведем определение kv скользящих подшипников сателлитов.

На фиг. 103 представлено схематическое изображение планетарной передачи с действующими усилиями и дана диаграмма скоростей. Мощность N_1 ведущего вала, размеры a_1 , a_2 , L , b_1 и b_2 , размеры шестерен и вес пары сателлитов с валом заданы. Также заданы d и l — диаметр и длина подшипников вала. Количество пар сателлитов равно трем. Требуется определить kv .

Определяем усилия P_1 по мощности двигателя:

$$P_1 = \frac{71620}{3} \cdot \frac{N_1}{n} \cdot \frac{1}{A_1}$$

Определяем P_2 :

$$P_2 = P_1 \frac{B_1}{B_2}$$

Определяем центробежную силу:

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_3^2}{A_3} = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi}{30} \cdot n_3 \right)^2 \cdot A_3$$

Находим давления на подшипники от каждой из сил P_1 , P_2 и C :

$$P'_1 = \frac{P_1(L - a_1)}{L}$$

$$P'_2 = \frac{P_2 a_2}{L}$$

$$P''_2 = \frac{P_2(L - a_2)}{L}$$

$$P''_1 = \frac{P_2 \cdot a_1}{L}$$

$$C' = \frac{C \cdot b_2}{l}$$

$$C'' = \frac{C \cdot b_1}{l}$$

Суммируем геометрически силы P'_1 , P'_2 и C и находим равнодействующее давление N' на левый подшипник:

$$N' = \sqrt{(P'_1 - P'_2)^2 + C^2}$$

Определяем удельное давление на этот подшипник:

$$k' = \frac{N'}{dl}$$

Суммируем геометрически силы P''_1 , P''_2 и C'' и находим равнодействующее давление N'' на правый подшипник:

$$N'' = \sqrt{(P''_2 - P''_1)^2 + C''^2}$$

Определяем удельное давление на правый подшипник:

$$k'' = \frac{N''}{dl}$$

Из диаграммы скоростей находим относительное число оборотов сателлитов:

$$n_0 = n_{01} - n_3$$

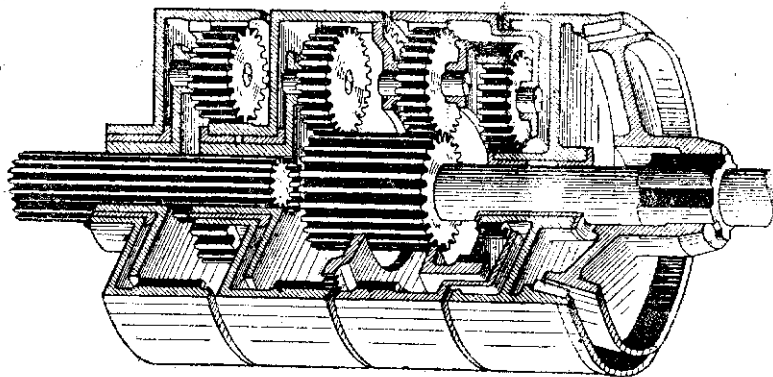
Определяем окружную относительную скорость на поверхности ва

$$v_0 = \frac{\pi}{30} \cdot n_0 \cdot d.$$

Определяем, перемножением, $k'v_0$ и $k''v_0$, на левом и правом подшипниках.

6. Сложные планетарные передачи

До сих пор мы вели исследование простых планетарных передач, которых имели одну коробку с вращающейся относительно нее парой жестко связанных между собой сателлитов. Некоторые планетарные механизмы, выполняющие функции коробки передач или редуктора, имеют более сложное устройство, и передача вращения в них осуществляется помощью большего числа сателлитов в группе или последовательным соединением отдельных групп.



Фиг. 104. Схема планетарной коробки перемены передач Вильсона.

Некоторые сложные планетарные механизмы по своему устройству обладают свойством разделения энергии, получаемой одним элементом от источника движения, на два независимых потока, — или обратное. Имеются такие планетарные механизмы, в которых мощность, циркулирующая в замкнутой кинематической цепи, значительно превышает подводимую и отводимую мощность.

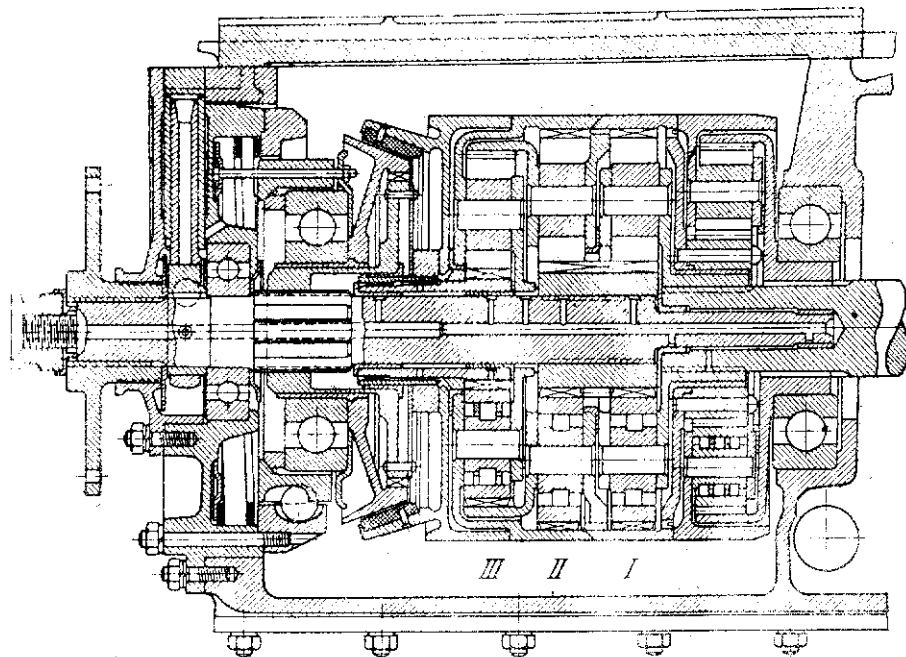
Все такие передачи по характеру их работы можно разделить на четыре класса:

- 1) передача с последовательным включением простых передач, выполненных по обычным схемам,
- 2) с параллельным включением,
- 3) с разделением энергии,
- 4) с инерционным торможением одной степени свободы.

Три первых вида передач использованы в коробке скоростей Вильсона, представленной на фиг. 104 и 105.

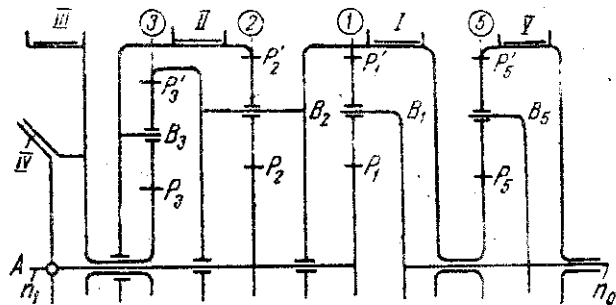
Эта коробка ввиду многих ее положительных свойств получает сейчас большое распространение как в авто-, так и в танкостроении.

Ее достоинства заключаются прежде всего в плавном, быстром и ударном включении передач, малом износе зубьев шестерен и большом к. п. д.



Фиг. 105. Схема планетарной коробки перемены передач Вильсона (конструктивная).

Кроме того, по своей конструкции она позволяет легко применить «преселекторный» механизм включения скоростей и автоматизировать благодаря этому процесс переключения передач; это обстоятельство зна-

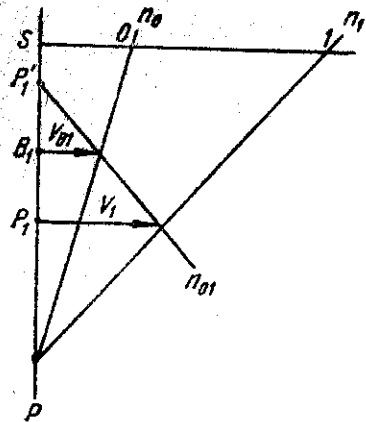


Фиг. 106. Кинематическая схема коробки Вильсона.

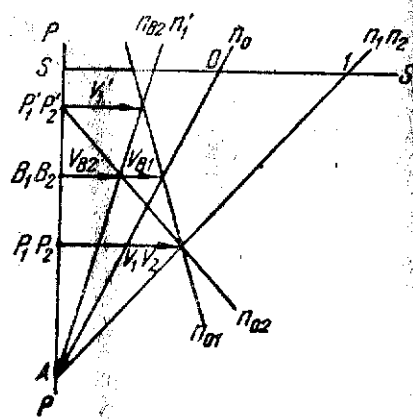
чительно ускоряет разгон машины и делает управление весьма легким, что особенно важно для тяжелых машин. Коробка Вильсона при четырех скоростях вперед и одной назад имеет четыре ряда шестерен, находящихся в зацеплении друг с другом по принципу однорядного эпикликла.

Ведущим валом на фиг. 105 и 106 является левый, ведомым — правый. На ведущем валу сидит шестерня $A_1(A_2)$ с широким зубом, которая одновременно входит в зацепление с сателлитами B_1 и B_2 двух средних кареток. Эти сателлиты с другой стороны входят в зацепление с внутренними зубьями шестерен A'_1 и A'_2 , связанных с барабанами I и II . Барабан I жестко связан с планетарной кареткой второго ряда шестерен с шестерней A'_3 и шестерней A'_5 , которая входит в зацепление с сателлитом B_5 , сцепляющимся с шестерней A'_5 барабана V . Барабан II связан с планетарной кареткой 3-го ряда; солнечная шестерня A_3 этого ряда связана со свободно сидящим на ведущем валу барабаном III . Каретки сателлитов 1 и 5-го рядов жестко на ведомом валу.

На фиг. 105 5-й ряд имеет несколько иное устройство, дающее пониженную скорость вперед. На ведущем валу, кроме шестерен, на шлицах



Фиг. 107. План скоростей на первой передаче.



Фиг. 108. План скоростей на второй передаче.

сидит конус фрикционной муфты IV , соединяющей его с барабаном III . Первая скорость в этой коробке получается торможением барабана I , вторая — барабана II , третья — барабана III , четвертая включением фрикционной муфты IV , обратная скорость — торможением барабана V (на фиг. 105 — отдельным реверсом).

Кинематическое исследование и определение передаточных чисел коробки начнем с графического метода. На фиг. 107 представлена диаграмма скоростей для первой передачи, осуществляемой торможением барабана I . Это построение сделано только для 1-го ряда шестерен, так как все остальные не участвуют в передаче момента и вращаются вхолостую. Как видим, первая передача осуществляется простым эпициклом.

Передаточное число графически определится из соотношения отрезков (фиг. 107) плана скоростей:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_0} = \frac{S1}{S0}$$

Диаграмма скоростей для второй передачи при торможении барабана II представлена на фиг. 108. Построение производится следующим образом.

Проводим из точки A под произвольным углом луч (n_1, n_2) , определяющий закон изменения скоростей шестерен A_1 и A_2 ; из точки p_2, p_1 проводим вектор окружных скоростей v_1 и v_2 полюсов p_1 и p_2 . Через p_2 — полюс мгновенного вращения B_2 и конец вектора v_2 проводим линию n_{02} — получим план скоростей сателлита B_2 .

Эта линия определяет скорость v_{B2} оси B_2 . Через конец вектора этой скорости из точки A проводим луч n_1 ; получим план скоростей шестерни A_1 ; отсюда скорость полюса p_1 определится вектором v_1 .

Проведя через концы векторов v_1 и v_1 линию n_{01} , найдем скорость v_{B1} оси B_1 . Через конец вектора этой скорости проводим из точки A линию n_0 и получаем план скоростей ведомого вала. Передаточное число второй передачи

$$i_{II} = \frac{n_1}{n_0} = \frac{S1}{S0}$$

На фиг. 109 представлена диаграмма скоростей при торможении барабана III . В этом случае в передаче моменты участвуют все три ряда шестерен, расположенных слева.

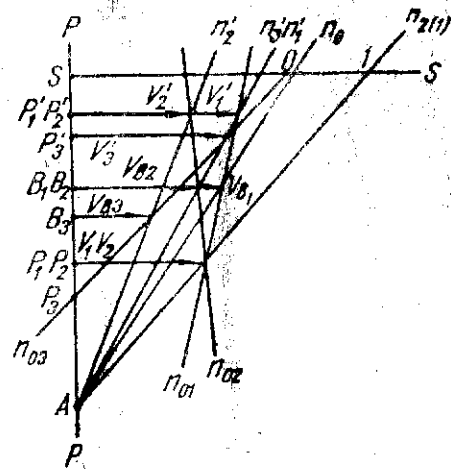
Это построение более сложно и отличается порядком от предыдущих. Его удобнее начинать, задаваясь произвольно планом скоростей n_{03} тормозного сателлита B_3 . Этот план определит векторы v_3 и v_{B3} . Луч из A через конец вектора v_3 представляет план скоростей жесткой системы A_3, A_1 и A_5 и определяет v_{B2} . Луч из A через конец вектора v_{B3} определяет план A_2 и скорость v_2 .

Линия n_{02} , проходящая через концы векторов v_{B2} и v_2 , определяет план скоростей сателлита B_2 . Определив скорость v_2 и проведя из точки A_2 через конец вектора скорости v_2 луч $n_{2(1)}$, получим план скоростей ведущего вала.

Далее переходим к сателлиту B_1 . Для него из построения мы имеем скорости v_1 и v_1 . Проведя линию n_{01} через концы векторов этих скоростей, найдем скорость v_{B1} . Луч из точки A , проведенный через конец вектора скорости v_{B1} , даст план скоростей ведомого вала. Передаточное отношение между числами оборотов ведущего и ведомого валов:

$$i_{III} = \frac{n_1}{n_0} = \frac{S1}{S0}$$

Четвертая скорость получается сцеплением помощью фрикционной муфты барабана III с ведущим валом. В этом случае получаем жесткую систему, и все шестерни, барабаны, планетарные каретки и ведомый вал будут иметь одинаковое с ведущим валом число оборотов.

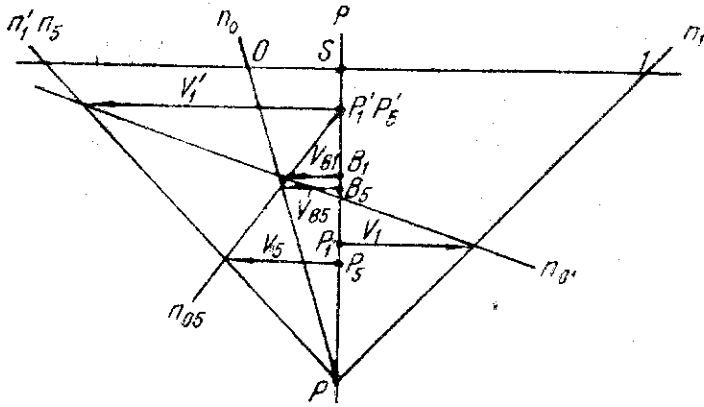


Фиг. 109. План скоростей на третьей передаче.

Обратный ход осуществляется торможением барабана V (фиг. 110). Здесь в передаче усилия участвуют только 1 и 5-й ряды шестерен.

Построение диаграммы проще производится, если начать с ведомого вала.

Проводим произвольный луч n_0 и определяем окружные скорости v_{B_5} и v_{B_1} осей сателлитов. Точка P_5 является мгновенным центром вращения сателлита B_5 . Линия n_{05} , проведенная через P_5 и конец вектора v_{B_5} , определяет план сателлита B_5 и скорость v_5 . Луч n_5 через конец вектора v_5 позволяет определить скорость v_1 , так как шестерни A_5 и A_1 жестко связаны между собой. Проводя через концы векторов v_1 и v_{B_1} линию n_{01} , получим план сателлита B_1 и, определив скорость v_1 , про-



Фиг. 110. План скоростей для заднего хода.

водим луч n_1 , представляющий план скоростей ведущего вала. Передаточное число

$$i_{zx} = \frac{n_1}{n_0} = \frac{SI}{S0} < 0,$$

так как SI и $S0$ направлены в разные стороны.

Определение передаточных чисел коробки аналитическим способом сложнее, чем графическим, но точнее.

Для первой передачи (фиг. 106) при торможении барабана I, имевшему, что n_1 равно 0, получим на основе уравнения (51):

$$i_I \frac{n_1}{n_0} = 1 + \frac{A_1'}{A_1}. \quad (77)$$

Для второй передачи при торможении барабана II (фиг. 106) по уравнению (51) имеем для 1-го ряда:

$$\left(1 + \frac{A_1'}{A_1}\right) n_0 = n_1 + \frac{A_1'}{A_1} \cdot n_1.$$

По этому же уравнению для 2-го ряда:

$$\left(1 + \frac{A_2'}{A_2}\right) \cdot n_1 = n_1.$$

Исключая n_1 , получим:

$$n_0 = \left(\frac{A_1}{A_1 + A_1'} + \frac{A_1'}{A_1 + A_1'} \cdot \frac{A_2}{A_2 + A_2'} \right) \cdot n_1. \quad (78)$$

Передаточное число третьей передачи найдем из следующих соображений (фиг. 106).

По уравнению (51) для 1-го ряда имеем:

$$\left(1 + \frac{A_1'}{A_1}\right) \cdot n_0 = n_1 + \frac{A_1'}{A_1} \cdot n_1;$$

для 2-го ряда:

$$\left(1 + \frac{A_2'}{A_2}\right) n_1 = n_2 + \frac{A_2'}{A_2} n_2$$

для 3-го ряда:

$$\left(1 + \frac{A_3'}{A_3}\right) n_2 = n_1.$$

Решая совместно три последние уравнения и освобождаясь от n_2 и n_1 , получим:

$$n_0 = \left[\frac{A_1}{A_1 + A_1'} + \frac{A_1'}{A_1' + A_1} \cdot \frac{A_2(A_3' + A_3)}{A_3' \cdot A_2 + A_3(A_2' + A_2)} \right] \cdot n_1. \quad (79)$$

Таким же образом при обратном ходе (фиг. 106 и 110) для 5-го ряда:

$$\left(1 + \frac{A_5'}{A_5}\right) \cdot n_0 = n_5$$

для 1-го ряда:

$$\left(1 + \frac{A_1'}{A_1}\right) n_0 = n_1 + \frac{A_1'}{A_1} \cdot n_5,$$

откуда, исключая n_5 , получим:

$$i_0 = \frac{n_1}{n_0} = 1 - \frac{A_1' \cdot A_5'}{A_1 \cdot A_5}. \quad (80)$$

Определение усилий на зубьях шестерен и осях произведем из условий равновесия этих сил. Для первой передачи (фиг. 111) можно написать следующие три независимые уравнения равновесия:

$$P_1 A_1 = 71\,620 \frac{N_e}{n};$$

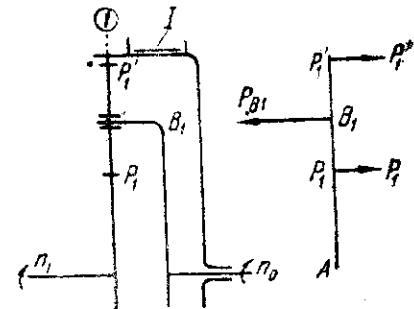
$$P_1 = P_1';$$

$$P_{B1} = P_1 + P_1'.$$

Из этих трех уравнений все неизвестные усилия P_1 , P_1' и P_{B1} определяются, если мощность двигателя и число оборотов заданы.

Момент на ведомом валу будет равен:

$$M_0 = 2P_1(A_1 + B_1).$$



Фиг. 111. Схема окружных усилий, действующих на зубьях шестерен коробки Вильсона на первой передаче.

Для второй передачи (фиг. 112) имеем следующие шесть уравнений равновесия при шести неизвестных силах:

$$P_1 A_1 + P_2 A_2 = 71\,620 \frac{N_e}{n};$$

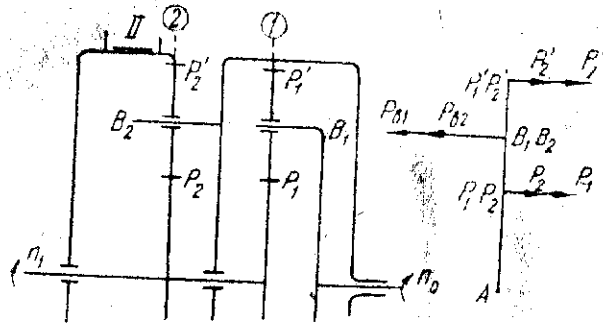
$$P_1 = P'_1;$$

$$P_{B1} = P_1 + P'_1;$$

$$P'_1 A_1 = P_{B2} (A_2 + B_2);$$

$$P_2 = P'_2;$$

$$P_{B2} = P_2 + P'_2.$$



Фиг. 112. Схема окружных усилий, действующих на зубьях шестерен коробки Вильсона на второй передаче.

Для третьей передачи напишем девять уравнений равновесия с девятью неизвестными силами:

$$P_1 A_1 + P_2 A_2 = 71\,620 \frac{N_e}{n};$$

$$P_1 = P'_1;$$

$$P_{B1} = P_1 + P'_1;$$

$$P'_1 A_1 = P_{B2} (A_2 + B_2) + P'_3 A_3;$$

$$P_2 = P'_2;$$

$$P_{B2} = P_2 + P'_2;$$

$$P'_2 A_2 = P_{B3} (A_3 + B_3);$$

$$P_3 = P'_3;$$

$$P_{B3} = P_3 + P'_3.$$

Для передачи обратного хода (фиг. 113) можно написать следующие шесть уравнений равновесия с шестью неизвестными силами:

$$P_1 A_1 = 71\,620 \frac{N_e}{n};$$

$$P_1 = P'_1;$$

$$P_{B1} = P_1 + P'_1;$$

$$P'_1 A_1 = P_5 A_5;$$

$$P_5 = P'_5;$$

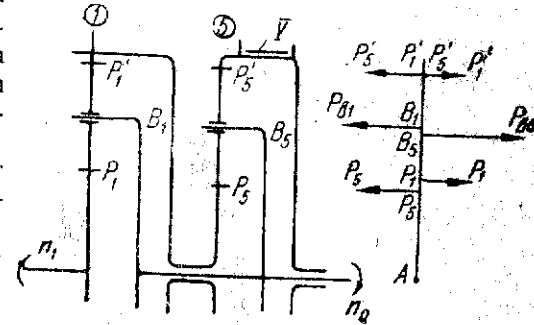
$$P_{B5} = P_5 + P'_5.$$

Крутящий момент на ведомом валу найдется как разность моментов от сил P_{B1} и P_{B5} :

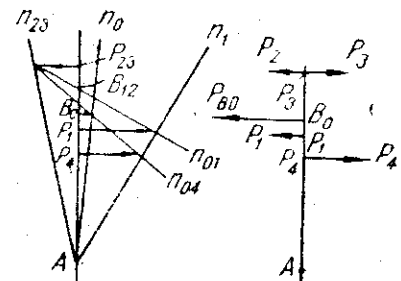
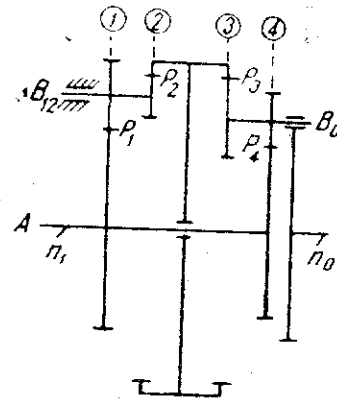
$$M_0 = P_{B5} \cdot (A_5 + B_5) - P_{B1} \cdot (A_1 + B_1).$$

В некоторых планетарных передачах, выполненных по простым схемам (фиг. 92, 96), одну степень свободы замыкают не на тормоз, а связывают с ведущим валом через дополнительную передачу, параллельную основной. На фиг. 114 представлена схема такой передачи и дана диаграмма скоростей ее.

Ведущий вал здесь имеет две шестерни A_1 и A_4 , жестко связанные с ним; последняя является центральной ведущей шестерней планетарной передачи. Шестерня A_1 через пару сидящих на одном монтированном в неподвижном картере валу B_{12} шестерен B_1 и B_2 передает вращение в обратную сторону шестерням A_2 и A_3 . Как видно из диаграммы, уменьшением радиуса шестерни B_1 можно достигнуть очень большого передаточного числа. Если на нескольких осях B_{12} посадить несколько кареток с разным отношением $B_1 : B_2$ и попеременно их включать, то получим несколько передач с разным передаточным числом, включая задний ход.



Фиг. 113. Схема окружных усилий, действующих на зубьях шестерен коробки Вильсона при обратном ходе.



Фиг. 114. Схема планетарной передачи с одной из степеней свободы, замкнутой на дополнительную передачу.

Найдем передаточное число. На основании уравнения (51) для 3 и 4-го рядов получим:

$$\left(1 + \frac{A_3 \cdot B_4}{A_4 \cdot B_3}\right) n_0 = n_1 + \frac{A_3 \cdot B_4}{A_4 \cdot B_3} \cdot n_3;$$

$$(1 + i_{43}) n_0 = n_1 + i_{43} \cdot n_3.$$

Кроме того, для 1 и 2-го рядов имеем:

$$n_3 = -\frac{A_1 B_2}{A_2 B_1} \cdot n_1 = i_{21} \cdot n_1.$$

Исключая n_3 , получим:

$$i_{10} = \frac{n_1}{n_0} = \frac{(A_4 B_2 + A_3 B_4) A_2 B_1}{A_2 A_4 B_3 B_1 - A_3 B_4 A_1 B_2} = \frac{i_{34} + 1}{i_{34} - i_{21}}, \quad (81)$$

где $i_{34} = \frac{1}{i_{43}}$.

На фиг. 114 показаны действующие на зубья шестерен силы. Для их определения имеем пять независимых уравнений равновесия:

$$P_0 A_0 = 71\,620 \cdot \frac{N_e}{n_0};$$

$$P_{B_0} = P_4 + P_3;$$

$$P_4 B_4 = P_3 B_3;$$

$$P_3 A_3 = P_2 A_2;$$

$$P_2 B_2 = P_1 B_1.$$

Если мощность N_e и n_0 заданы, то, решая эти уравнения совместно, можем найти все пять усилий.

Усилие P_4 , действующее на зуб шестерни B_4 , передается от шестерни A_4 , получающей вращение от двигателя; оно совпадает с направлением окружной скорости на полюсе. Наоборот, усилие P_3 , исходящее от шестерни A_3 , не совпадает с направлением окружной скорости. Следовательно, шестерня A_4 создает мощность, а шестерня A_3 ее потребляет. Если мощность, подведенную к полюсу P_4 , считать положительной, то мощность, потребленная шестерней A_3 , будет отрицательной. Эта последняя через кинематическую связь (шестерни A_2 , B_2 и B_1) будет возвращаться на ведущий вал.

Мощность от источника движения N_e , подведенная к левому концу ведущего вала, только до шестерни A_1 будет сохранять свою величину; далее к ней будет прибавляться мощность от параллельной передачи, и уже ведущим валом между шестернями A_1 и A_4 , а также и шестерней A_4 , будет передаваться мощность N_4 , равная сумме этих мощностей. Далее мощность N_4 разделится: одна часть, равная N_e , если не учитывать потерь, будет потребляться ведомым валом, а другая N_1 будет циркулировать в замкнутой цепи $A_2 A_3 B_2 B_1 A_1 A_4 B_4 B_3 A_3$ так, что

$$N_e = N_1 = N_4. \quad (82)$$

Это уравнение, как зависимое, может быть получено математическими преобразованиями из вышеприведенных уравнений кинематики и динамики.

Отрицательная мощность ($-N_1$) в такой передаче по своей величине может получиться очень большой. Чем больше будет передаточное отношение i_{10} , тем больше будет отрицательная мощность.

Этим свойством механизма можно воспользоваться для испытания передаточных механизмов: коробок скоростей, редукторов, механизмов поворота, фрикционных муфт и т. д. Если испытуемый механизм поместить между шестернями A_1 и A_4 , то можно создать для него дей-

ствительные условия работы при небольшой мощности питающего двигателя: можно, например, двигателем в 40 л. с. испытать передаточный механизм, рассчитанный на передачу мощности в 200 л. с.

Теоретически, не принимая в расчет потери на трение, связь между мощностью N_4 и мощностью двигателя N_e определяется следующим выводом:

$$A_4 P_4 = 71\,620 \frac{N_4}{n_1};$$

$$A_3 P_{B_0} = 71\,620 \frac{N_e}{n_0};$$

$$\frac{P_1}{P_{B_0}} = \frac{B_3}{B_1};$$

откуда

$$N_4 = \frac{A_4 \cdot B_3}{A_0 (B_3 + B_4)} \cdot \frac{n_1}{n_0} \cdot N_e = \frac{N_e}{i_{10}} \cdot \frac{n_1}{n_0}. \quad (83)$$

Отсюда видно, что чем больше фактическое отношение чисел оборотов $\frac{n_1}{n_0}$, т. е. передаточное число всей передачи по сравнению с $i_{10} = 1 + \frac{A_3 B_4}{A_4 B_3}$, тем большая мощность циркулирует в замкнутом контуре.

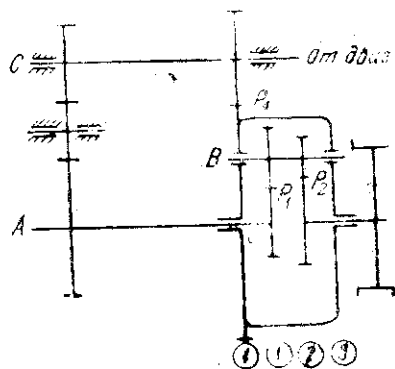
Предел увеличению ставят возрастающие потери на трение, когда вся мощность будет использована внутренними сопротивлениями.

На фиг. 115 представлена другая схема планетарного механизма включением дополнительной параллельной передачи.

Здесь также на ведущем валу C и на валу A будет получаться мощность, большая мощности двигателя; отрицательная мощность, получаемая на шестерне A_1 , будет передаваться через шестерню C_1 на ведущий вал и прибавляться к мощности двигателя. Эта схема может быть тоже применена для испытания передаточных механизмов.

Многие пытаются из обычной планетарной передачи сделать прогрессивную коробку скоростей. Уравнения кинематики и динамики, выведенные выше, показывают, что этого сделать нельзя ни в случае замыкания одной степени свободы на тормоз, ни в случае замыкания ее через дополнительную параллельную передачу на ведущий вал.

Совсем другая картина будет получаться, если к планетарному механизму применить принцип инерционного торможения, изменяющего тормозной момент пропорционально изменению ведомого момента. На фиг. 116 представлена схема такого механизма. В этом механизме равномерное вращательное движение ведущего вала двигателя преобразуется в периодическое колебательное движение вала A_1 . Это колебательное движение при помощи планетарного механизма с коробкой, обладающей

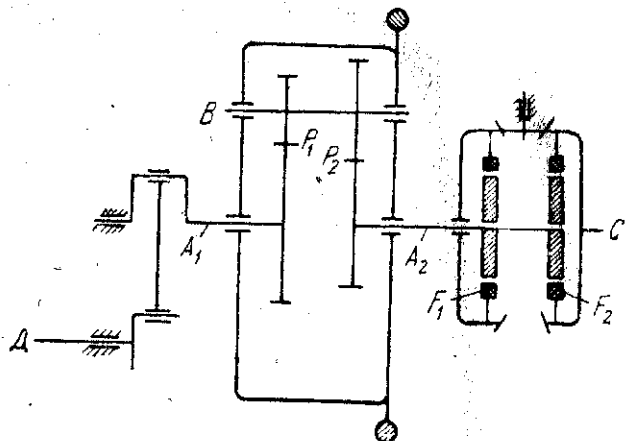


Фиг. 115. Другая схема планетарного механизма с включением параллельной дополнительной передачи.

значительным моментом инерции, вызывает периодически меняющий свое направление крутящий момент на валу A_2 . Вал A_2 под действием этого момента получает колебательное движение.

Посредством двух втулок свободного хода F_1 и F_2 , посаженных на вал A_2 , действующих в противоположных направлениях, крутящий момент вала A_2 передается на вал C в виде пульсирующего, но направленного в одну сторону момента.

Момент инерции коробки, меняющий свою величину вследствие периодического ускорения колебания, является как бы тормозным моментом, задерживающим вращение коробки. Чем меньше будет необходимый для движения машины момент на ведомом валу, тем меньше будет сила, действующая через ось сателлитов на коробку, и, следовательно, благодаря ее инерции тем медленнее она будет колебаться; в связи с этим вал A_2 будет получать большие скорости колебания. Если необходимо



Фиг. 116. Схема механической прогрессивной передачи с инерционным торможением одной степени свободы.

ведомый момент будет увеличиваться вследствие увеличения сопротивления движения машины, то благодаря увеличению силы на полюсе коробка получит колебательное движение с большими ускорениями, инерционный (тормозящий) момент увеличится, — а это приведет к уменьшению скорости колебательного движения вала A_2 .

Отсюда заключаем, что в таком планетарном механизме, где используется инерционное торможение коробки, увеличение момента на ведомом валу сопровождается автоматическим уменьшением скорости и, наоборот, уменьшение момента ведомого вала вызывает увеличение скорости. Следовательно, такой механизм может быть применен в качестве автоматической прогрессивной передачи.

Глава III

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Решение проблемы автоматической и неавтоматической прогрессивной передачи возможно тремя путями — механическим, электрическим и

гидравлическим. В настоящей главе рассмотрим лишь гидравлические передачи.

Под гидравлической передачей работы разумеется такая система передачи ее, при которой ведомый элемент приводится от ведущего через посредство какого-либо жидкого агента. Таким агентом может быть вода, масло или какая-либо смесь.

Уже из этого определения можно видеть, что для гидравлической передачи работы необходимы два элемента: генератор и мотор. В генераторе происходит передача механической энергии жидкости в моторе или, иначе, в гидравлическом двигателе имеет место обратная передача.

Уравнение Бернулли утверждает, что запас энергии в потоке жидкости, отнесенный к единице веса перемещающейся жидкости, является величиной постоянной, т. е.

$$z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{const.} \quad (1)$$

Где:

- z — высота сечения над основной плоскостью отсчетов m ;
- P — давление на единицу площади, kg/m^2 ;
- γ — вес единицы объема жидкости, kg/m^3 ;
- v — скорость перемещения жидкости, $m/сек$;
- g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 m/сек^2$;
- h — потери энергии на гидравлические сопротивления m .

Все члены уравнения (1), поскольку они отнесены к 1 kg перемещающейся жидкости, имеют размерность длины и обычно измеряются в m над. ст.

Первый член уравнения выражает запас энергии положения (потенциальной) жидкости, иногда называемый нивелирным напором. Ее используют в так называемых водяных колесах. В гидравлической передаче эта часть энергии по сравнению с полным запасом энергии жидкости настолько незначительна, что ею можно пренебречь.

Второй член уравнения выражает запас так называемого статического напора жидкости. Его используют в водостолбовых машинах, а также в поршневых и ротационных насосах.

Третий член выражает запас энергии скоростной (кинетической). Ее используют в центробежных насосах и гидравлических турбинах.

В соответствии со сделанным выше замечанием уравнение Бернулли переписывается в следующем виде:

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{const.} \quad (2)$$

Муфта. Трансформатор. Гидростатический и гидродинамический трансформаторы и области их применения

Гидравлическая передача работы от ведущего элемента к ведомому может производиться в двух вариантах. В первом варианте трансформации крутящего момента нет, — необходимо лишь соединить ведущий элемент с ведомым. Такая связь при гидравлической передаче работы осуществляется гидромуфтой.

Гидравлическая передача работы, связанная с трансформацией крутящего момента, производится гидротрансформаторами.

Гидромуфту можно рассматривать как частный случай гидротрансформатора.

Все гидротрансформаторы в зависимости от того, какую часть энергии, заключенной в движущемся потоке жидкости, они используют, могут быть разделены на два основных класса: а) трансформаторы гидростатические и б) трансформаторы гидродинамические.

Если передача работы происходит преимущественно за счет изменения давления рабочей жидкости при незначительном использовании скоростного напора, то трансформатор носит название гидростатического.

Наоборот, в том случае, когда передача работы происходит за счет использования главным образом скоростного напора, трансформатор носит название гидродинамического.

Гидростатические трансформаторы прочно внедрились в станкостроении. Они часто применяются в качестве приводных органов бумагоделательных машин, ткацких и металлорежущих станков, а также конвейерных лент.

В железнодорожном транспорте применяются оба типа.

Широкое применение находят оба типа трансформаторов в судостроении. Гидростатические трансформаторы применяются на боевых кораблях в качестве привода для артиллерийских башен.

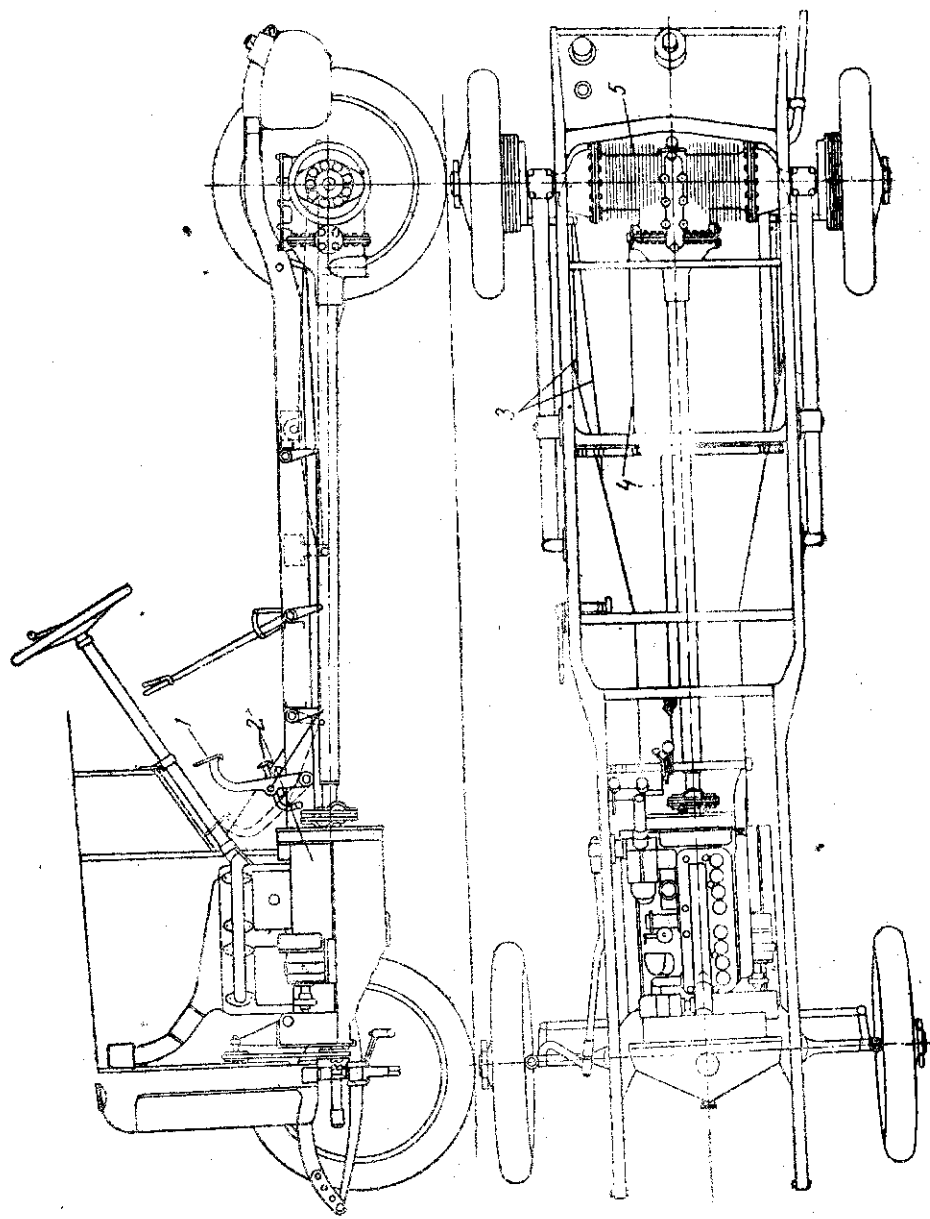
Делались неоднократные попытки применения обоих типов трансформаторов в автомобиле- и танкостроении. Как показывает опыт, в этой области техники оказывается более выгодным применение гидродинамических трансформаторов как вследствие большей конструктивной простоты производства, так и вследствие большей надежности действия и лучших эксплуатационных показателей.

1. Типы гидростатических трансформаторов

Гидростатическим трансформатором называется совокупность двух гидравлических машин, выполняющих роль генератора и мотора, так или иначе соединенных друг с другом. В качестве гидравлических машин употребляются насосы поршневые и ротационные. В зависимости от входящих в комбинацию гидравлических машин гидростатические трансформаторы могут быть разделены на следующие группы:

- а) группа поршневых трансформаторов, представляющая комбинацию поршневого генератора с поршневым мотором;
- б) группа ротационных трансформаторов, являющаяся комбинацией ротационного генератора с ротационным мотором;
- в) группа комбинированных трансформаторов, представляющая соединение поршневого и ротационного насосов в одном агрегате, в той или иной комбинации.

Поршневые гидростатические трансформаторы целесообразно разбить на две подгруппы. В первой подгруппе находятся поршневые трансформаторы с звездообразным расположением цилиндров и переменным эксцентриситетом, меняющим длину хода поршня от нуля до максимума. Сюда относятся конструкции Лауф Тома, Хель-Шау и Хель-Шау-Бишем.



Фиг. 117. Автомобильное шасси с гидростатическим трансформатором: 1—ножная педаль переключения; 2—ножная педаль тормоза; 3—тормозные тросы; 4—тросы переключения; 5—гидротрансформатор.

Результаты испытаний маломощных трансформаторов этой группы показали следующее:

1. К. п. д. находится в пределах 73—87% на диапазоне чисел оборотов от 260—1500 об/мин.

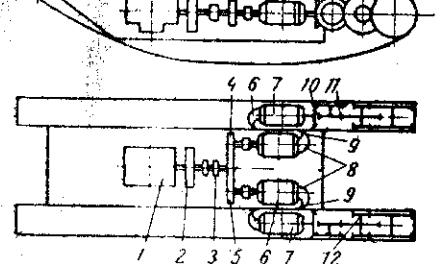
2. Давление масла 60—80 ат с возможной кратковременной перегрузкой до 100—120 ат.

3. Слабым местом конструкции являются значительные напряжения, изнашивающие распределительные цапфы и ролики.

Ко второй группе относятся поршневые гидростатические трансформаторы с осевым расположением цилиндров и регулированием с помощью качающейся шайбы. Сюда принадлежат конструкции Дженни, Вортебюри, Пратт и Армстронг.

Основной конструктивной трудностью в передачах данной группы является рациональное устройство шариковой опоры и шарнира качающейся шайбы.

К. п. д. в выполненных образцах колеблется в пределах 78—81%. На фиг. 117 представлена автомобильная установка передачи такого типа, рассчитанная и сконструированная инж. Шлефке. На фиг. 118 изображена схема установки гидропередачи с качающейся шайбой на танке Вильям-Дженни времен мировой войны.



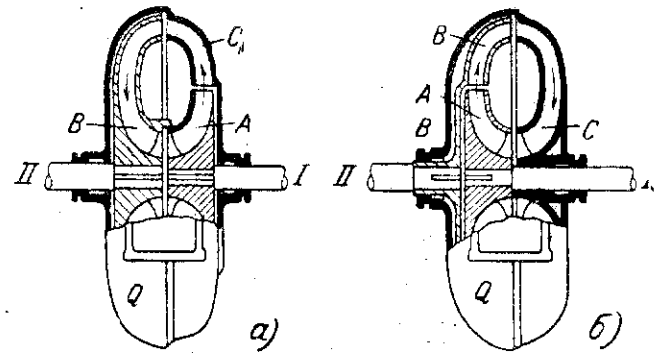
Фиг. 118. Схема танка с гидростатическим трансформатором: 1—двигатель; 2—главный фрикцион; 3—кардан; 4—передачи на правый борт; 5—передачи на левый борт; 6—гидротрансформатор; 7—гидромотор; 8 и 9—соединительные трубопроводы; 10—конечная передача; 11 и 12—бортовая передача.

К группе ротационных трансформаторов относятся трансформаторы системы Ленц Шнейдера, Шварцкопф-Хувиллера, Розена, Энор, Штурма. Длительные испытания опытной 160-сильной установки трансформатора системы Ленц на тепловозе дали следующие результаты. Температура масла в трансформаторе не поднималась выше 70°C. Рабочее давление было в пределах 7 ат. К. п. д. передачи колебался в пределах 60—80%. Передача весьма сложна и тяжела (9—11 кг на 1 л. с.). По поводу гидростатических передач можно сделать следующий вывод. Гидростатические передачи завоевали себе прочный авторитет в станкостроении. Единичные попытки применения их в качестве силовых переключателей механических самодвижущихся повозок не вышли еще из стадии опытов. Ротационные передачи годны, повидимому, лишь для небольших мощностей вследствие затруднительности осуществления надлежащих уплотнений при высоких давлениях. При увеличении мощности двигателя приходится применять длинные лопатки; вследствие нагрева во время работы металл расширяется, и правильность работы передачи нарушается. Поршневые передачи с качающейся шайбой работают удовлетворительно лишь при небольших давлениях ($\approx 35 \text{ кг/см}^2$) и небольших числах оборотов.

Гидродинамические трансформаторы и муфты. Схема устройства и принцип действия

Гидродинамический трансформатор состоит в основном из трех частей: насоса, направляющего аппарата и турбины. Насос, непосредственно связанный с коленчатым валом двигателя, передает энергию двигателю рабочей жидкости. Направляющий аппарат перераспределяет соотношение скоростного и пьезометрического напоров и сообщает жидкости дополнительный момент вращения. Третьим элементом — турбиной, связанной непосредственно с ведомым валом, энергия передается на вторичный вал. Таким образом насос играет как бы роль генератора, турбина — роль мотора.

В соответствии с расположением направляющего аппарата различают две основные схемы гидродинамических трансформаторов. В первой схеме (Феттингер) направляющий аппарат расположен между нагнетающей стороной насоса и входом в турбину. Во второй схеме (Виккерс-Каутс, Феттингер) направляющий аппарат расположен между выходом из турбины и входом в насос. Обе схемы представлены на фиг. 119.



Фиг. 119. Схемы гидротрансформаторов „Феттингера“: а — 1-я схема; б — 2-я схема; I — первичный вал; II — вторичный вал; А — насос, В — турбина; С — направляющий аппарат.

Схема Виккерс-Каутс несколько выгоднее в смысле к. п. д., так как направляющий аппарат установлен в зоне пониженных скоростей, потери же напора на сопротивления пропорциональны квадрату скорости и в смысле постоянства условий входа жидкости в насос. Первая же схема позволяет осуществлять больший диапазон передаточных отношений.

В общих чертах рабочий процесс, происходящий в трансформаторе, может быть пояснен так: при вращении центробежного насоса жидкость благодаря центробежной силе подается к периферии колеса насоса, приобретая определенный статический и динамический напоры, под действием которых вращается турбина.

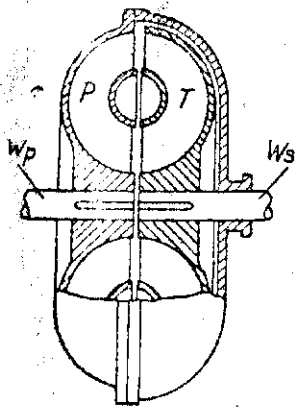
В турботрансформаторе требуется не только передать крутящий момент с одного вала на другой, но также трансформировать его. Для этого необходимо, чтобы момент количества движения жидкости, исче-

законный в турбине, отличается от появляющегося в насосе. Иначе говоря турбина должна получить дополнительный момент количества движений.

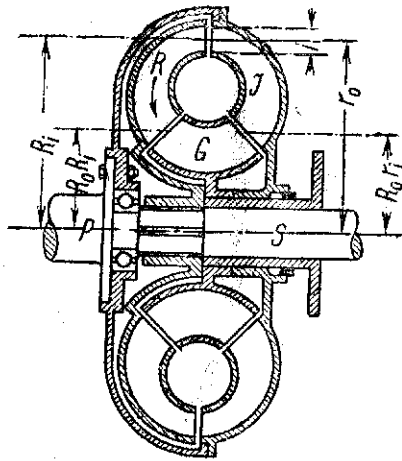
Так как величина момента количества движения определяется тремя данными — массой, плечом и скоростью, — то для изменения его достаточно изменить скоростную данную, относящуюся ко входу в турбину или к выходу из нее по сравнению с соответствующей данной насоса. Такое преобразование производится направляющим аппаратом.

При общем неизменном запасе энергии в потоке, проходящем через направляющий аппарат (потери на трение пренебрегаем), часть статического напора переводится в динамический, скорость движения увеличивается, и момент количества движения, вынесенный из направляющего аппарата, будет больше внесенного в него из насоса.

Затем жидкость входит в турбину, продвигается по лопаткам ее к центру и, производя механическую работу, теряет скорость.



Фиг. 120. Схема устройства турбомуфты: W_p — первичный вал; W_s — вторичный вал; P — насос; T — турбина.



Фиг. 121. Схема гидродинамического трансформатора: P — первичный вал; S — вторичный вал; J — насосный ротор; R — турбинный ротор; G — направляющий аппарат.

Выйдя из турбины, жидкость вновь поступает в насос, цикл замыкается, и процесс начинается вновь.

В том случае, если момент количества движения жидкости, приобретенный ею в центробежном насосе, равен отдаваемому турбиной, то никакой трансформации крутящего момента не произойдет. В этом случае получим механизм, называемый турбомуфтой (фиг. 120).

3. Теоретические основания работы гидродинамического трансформатора

Рассмотрим теоретические основания работы турботрансформатора применительно к схеме, изображенной на фиг. 121. В соответствии со схемой фиг. 102 принимаем следующие обозначения:

v — абсолютная скорость течения жидкости, м/сек;

- w — относительная скорость течения жидкости (по лопаткам) м/сек;
- u — окружная скорость какой-либо точки, принадлежащей насосу или турбинному роторам, м/сек;
- v_t — тангенциальная составляющая абсолютной скорости течения жидкости;
- v_r — меридиональная скорость течения жидкости, м/сек;
- r — ширина канала, м;
- k — вес единицы объема жидкости, кг/м³;
- l — площадь сечения струи нормально к меридиональной скорости ее течения;
- Q — секундный расход жидкости м³/сек;
- g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек²;
- n — число об/мин.;
- M — крутящий момент, кгм;
- H — напор, м;
- r — радиус средних кромок входной и выходной насосного ротора;
- R — то же, турбинного ротора и направляющего аппарата.

Все элементы, относящиеся ко входу, сопровождаются значком i , а ко выходу — значком o . Данные, относящиеся к насосу, обозначены малыми буквами, к турбине — большими, к направляющему — большими с сопровождением значка $'$.

В теории лопаточных машин указывается, что связь между скоростью движения жидкости по каналам насоса и напором, им создаваемым, может быть выражена следующей формулой:

$$\frac{H_n}{e_n} = \frac{1}{g} (u_o s_o - u_i s_i), \quad (3)$$

где e_n — гидравлический к. п. д. насоса.

Здесь $\frac{u_o s_o}{g}$ есть энергия, заключенная в 1 кг жидкости при выходе ее из насоса, $\frac{u_i s_i}{g}$ — то же при входе в насос:

$$s_i = v_i \cos \alpha; \quad s_o = v_o \cos \delta,$$

где α и δ — соответственно углы при входе на лопатку и при выходе с нее.

Из той же теории известно, что момент передаваемой лопатками насоса жидкости выражается формулой:

$$M = \frac{Q \cdot k}{g} (r_o s_o - r_i s_i). \quad (4)$$

С другой стороны, связь между рабочим давлением жидкости, входными и выходными скоростями и скоростью вращения ротора для турбины выражается формулой:

$$H_m \cdot e_T = \frac{1}{g} (U_i s_i - U_o s_o), \quad (5)$$

где e_T — гидравлический к. п. д. турбины,

$$s_i = v_i \cos \Delta; \quad s_o = v_o \cos \gamma,$$

где Δ — угол при входе на турбинную лопатку, γ — угол при выходе с нее.

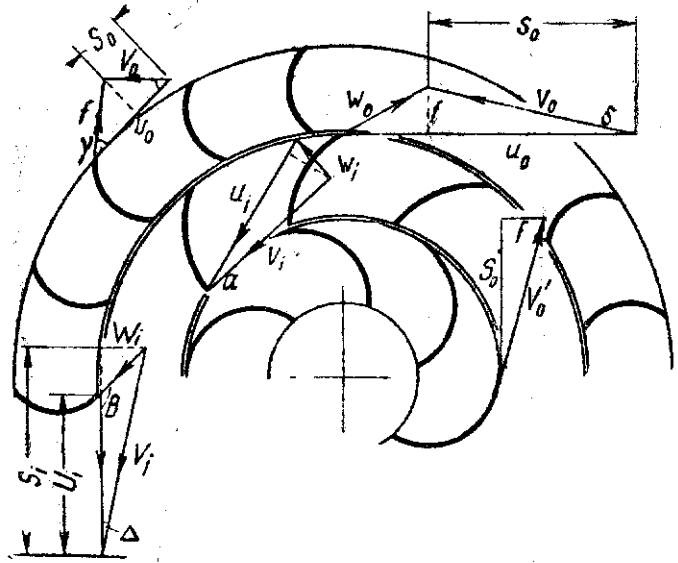
Реализуемый же турбиной момент вращения выражается как разность моментов количества движения вступаящего и уходящего потока, т. е.

$$M = \frac{Qk}{g} (R_i S_i - R_0 S_0) \quad (6)$$

Отсюда очевидно, что добавочный момент вращения, создаваемый направляющим аппаратом,

$$M' = \frac{Qk}{g} (R_0' S_0' - R_i' S_i') \quad (7)$$

Действительно, по конструктивным условиям, как это видно на фиг. 121, $r_0 = R_i$.



Фиг. 122. Кинематические данные потока в трансформаторе.

Так как жидкость непосредственно из насоса переходит в турбину, пренебрегая потерями в щели, получим:

$$s_0 = S_i.$$

При работе агрегата имеет место трансформация крутящего момента, т. е.

$$m < M$$

или, иначе говоря,

$$\frac{Qk}{g} (r_0 s_0 - r_i s_i) < \frac{Qk}{g} (R_i S_i - R_0 S_0) \quad (8)$$

Отсюда

$$r_0 s_0 - r_i s_i < R_i S_i - R_0 S_0, \text{ но так как } r_0 s_0 = R_i S_i, \text{ то } R_0 S_0 < r_i s_i.$$

В соответствии со схемой фиг. 122

$$\begin{aligned} R_0 &= R_i'; & S_0 &= S_i'; \\ r_i &= R_0'; & s_i &= S_0'; \end{aligned}$$

отсюда

$$R_i' S_i' < R_0' S_0'$$

или

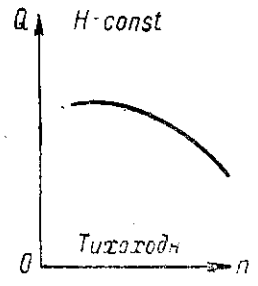
$$\frac{Qk}{g} \cdot R_0' S_0' > \frac{Qk}{g} \cdot R_i' S_i',$$

или иначе

$$\frac{Qk}{g} \cdot r_i s_i > \frac{Qk}{g} \cdot R_0 S_0,$$

т. е. момент количества движения жидкости при входе в насос должен быть больше такового же при выходе из турбины.

Физический смысл сделанного заключения состоит в следующем: жидкость по выходе из турбинного ротора приобретает в направляющем аппарате некоторый дополнительный момент вращения, переносит его на насосный ротор и тем самым понижает затрачиваемый на его вращение рабочий момент двигателя. Получение повышенного момента вращения при теоретическом отсутствии затраты какой-либо работы достигается тем, что лопатки направляющего аппарата, установленного неподвижно относительно вращающихся насоса и турбины, так искривлены, что струя жидкости, проходя через них, получает некоторое добавочное закручивание, а следовательно, получает и дополнительный момент количества движения.



Фиг. 123. Характеристика турбины $Q = f(n)$; $H = \text{const}$.

Если сопротивление движению механической самодвижущей повозки возрастает и вследствие этого число оборотов ведущих колес уменьшается, следовательно, уменьшается и число оборотов турбинного ротора. Крутящий момент его при этом быстро возрастает при неизменном практически числе оборотов и мощности на первичном насосном валу. Иначе говоря, гидродинамический трансформатор обладает автоматичностью.

Это характерное свойство турботрансформаторов подтверждается теорией гидравлических турбин, по которой расход рабочей жидкости Q при неизменном напоре H увеличивается с уменьшением числа оборотов (фиг. 123). Обращаясь к выражению для крутящего момента турбины

$$M_m = \frac{Qk}{g} (R_i S_i - R_0 S_0),$$

видим, что, если расход Q увеличивается и это увеличение не поглощается обратным изменением величин S_i и S_0 (радиусы R_i и R_0 постоянны), то крутящий момент турбины повышается.

Увеличение Q расхода рабочей жидкости при уменьшении числа оборотов турбины может быть объяснено тем, что при уменьшении числа оборотов турбины уменьшаются центробежная сила и противодавление вращающегося вместе с колесом потока. Что же касается S_i и S_0 , то при замедленном вращении турбины S_0 уменьшается, а S_i или увеличивается (система Фёттингера), или остается постоянной (система Виккерс-Каутс).

Мощность насоса и момент его не должны при этом изменяться. Иначе говоря, при изменении режима работы турбины должно быть:

$$N = \frac{H_n \cdot Qk}{75 \cdot \epsilon_n} = \text{const} \quad (9)$$

$$M = \frac{Qk}{g} (r_0 s_0 - r_i s_i) = \text{const.}$$

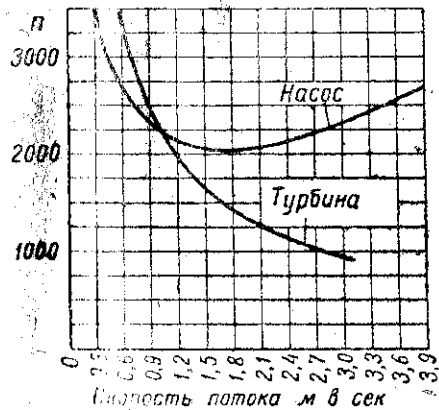
Соблюдение этих условий окажется возможным в том случае, если при увеличении расхода рабочей жидкости Q теоретический напор $\frac{H_n}{\epsilon_n}$ будет уменьшаться, — и наоборот. Такое взаимно-обратное изменение параметров Q и $\frac{H_n}{\epsilon_n}$ обуславливается начертанием лопатки колеса насоса, загнутой назад (против направления вращения).

В теории гидравлических машин доказывается, что при лопатке, загнутой назад, при повышении расхода рабочей жидкости Q тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе s_0 понижается; следовательно, понижается и напор, как это видно из формулы

$$\frac{H_n}{\epsilon_n} = \frac{1}{g} (u_0 s_0 - u_i s_i).$$

Величину же s_i путем изменения кривизны лопатки можно подобрать так, что $r_0 s_0 - r_i s_i$ будет изменяться обратно пропорционально расходу Q ; иначе говоря,

$$M = \frac{Q \cdot k}{g} (r_0 s_0 - r_i s_i) = \text{const.}$$



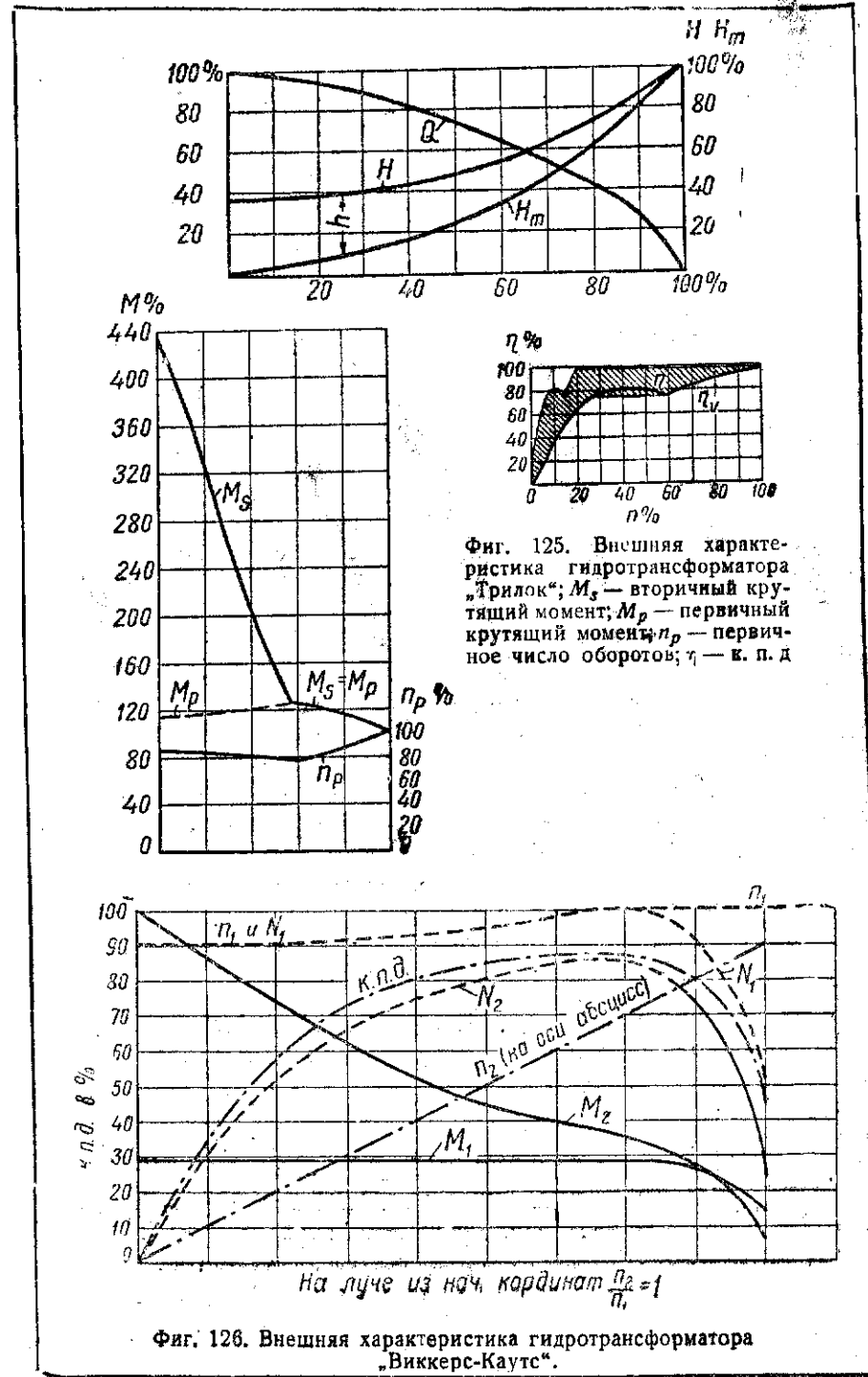
Фиг. 124. Диаграмма изменения скорости потока жидкости в трансформаторе.

Приведенные элементарные рассуждения дают основания утверждать, что гидротрансформатор автоматичен в смысле трансформации крутящих моментов.

На фиг. 124 показана диаграмма изменения скорости течения потока жидкости в трансформаторе при изменении числа оборотов насоса турбины.

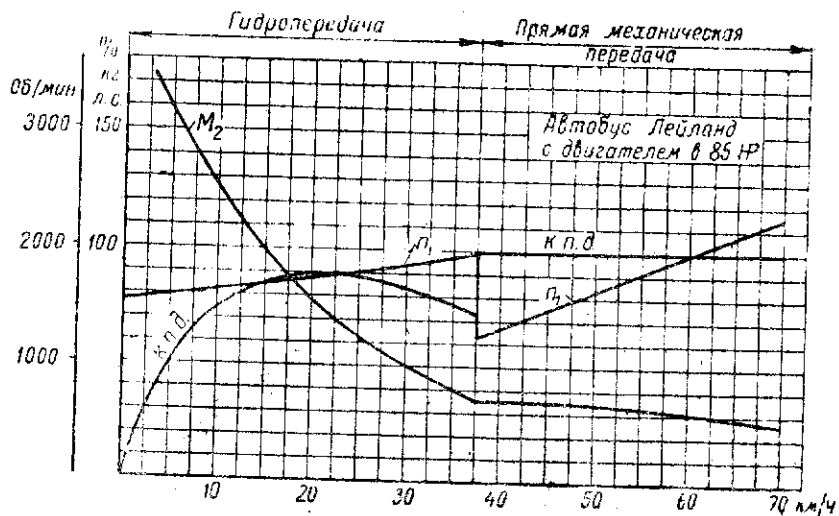
4. Характеристики гидродинамического трансформатора

На фиг. 125—129 приведены внешние характеристики гидродинамических трансформаторов систем Вилкерс-Каутс, Трилок, Фойт, Лисхольм-Смис. Из рассмотрения этих диаграмм можно установить следующее: крутящий момент первичного вала (насоса) сохраняет на всем диапазоне работы приблизительно постоянное значение. Число оборотов первичного вала незначительно повышается по мере увеличения числа оборотов вторичного вала и в момент перехода на механическую часть в тех образцах, где она имеется, резко падает, а затем нарастает до прежней величины (фиг. 127—129).

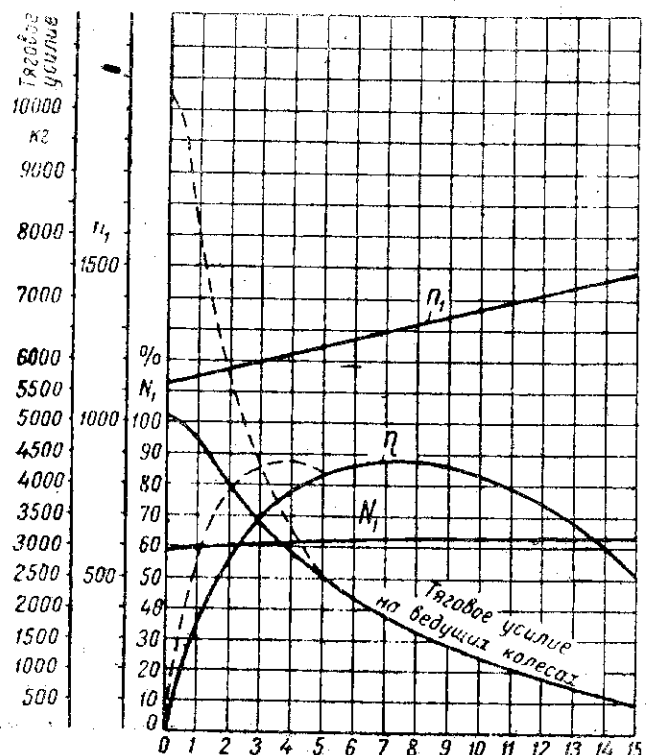


Фиг. 125. Внешняя характеристика гидротрансформатора „Трилок“; M_s — вторичный крутящий момент; M_p — первичный крутящий момент; n_p — первичное число оборотов; η — к. п. д.

Фиг. 126. Внешняя характеристика гидротрансформатора „Вилкерс-Каутс“.



Фиг. 127. Внешняя характеристика гидротрансформатора „Лисхольм-Смис“.

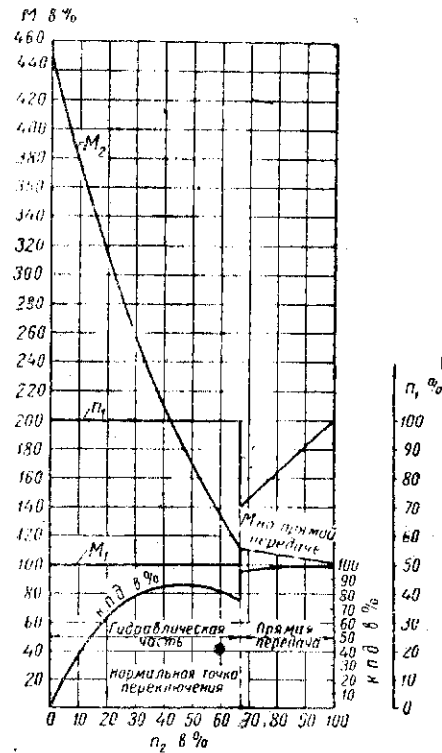


Фиг. 128. Внешняя характеристика гидротрансформатора „Лисхольм-Смис“ (к. п. д. тяговое усилие. Мощность).

Вторичный крутящий момент, как это видно на всех диаграммах, плавно возрастает с уменьшением числа оборотов вторичного вала. Момент при трогании с места, согласно диаграммам, для системы Вилккерс-Каутс возрастает по сравнению с первичным моментом, примерно, в 3,5 раза, для системы Трилок — в 4,4 раза, для систем Фойт и Лисхольм-Смис — в 4,5 раза. Таким образом для образцов указанных систем диапазон непрерывного регулирования крутящих моментов заключается в пределах от 1:4,5. Известны образцы систем Лисхольм-Смис и Трилок, в которых этот диапазон значительно шире, достигая значения 6—7.

На фиг. 128 пунктирные отрезки на кривых тягового усилия и к. п. д. в левой части диаграммы указывают, что конструктора с целью улучшения этого участка работы ввели механический придаток (фиг. 129). На внешней характеристике передачи Фойт видно, что переход на механическую часть происходит по достижении вторичным валом приблизительно 70% числа оборотов первичного вала.

В передаче Лисхольм-Смис (фиг. 127) такое переключение происходит по достижении скорости движения около 38 км/час, тогда как максимальная скорость ~ 70 км/час. Иначе говоря, на гидравлической части работают лишь в тяжелых условиях движения, переходя на хорошей дороге на механическую передачу. Начертание кривой коэффициента полезного действия гидродинамического трансформатора подтверждает целесообразность такого комбинирования гидравлической и механической передачи.



Фиг. 129. Внешняя характеристика гидротрансформатора системы „Фойт“.

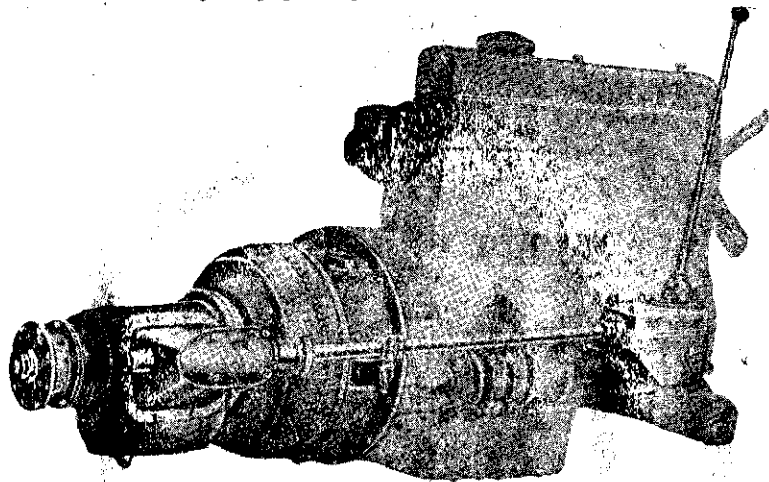
5. Система гидродинамических трансформаторов

На фиг. 130 дан общий вид гидродинамического трансформатора системы Лисхольм-Смис в сборе с двигателем. За последнее время этим трансформатором фирма Лейланд оборудует выпускаемые ею автобусы.

На фиг. 131 представлена установка трансформатора этой системы на тракторе, а на фиг. 132 схематически представлен принцип действия этого трансформатора. Центробежный насос сидит на первичном валу, трехступенчатая турбина R_1, R_2, R_3 — на ведомом валу. Две ступени направляющего аппарата S_1, S_2 неподвижно укреплены в картере. К. п. д.

этой передачи на достаточно широком диапазоне не опускается ниже 85%. Диапазон непрерывно регулируемых передаточных отношений находится в передачах от 1 до 4,5 и путем специальных мероприятий может быть даже повышен до 6.

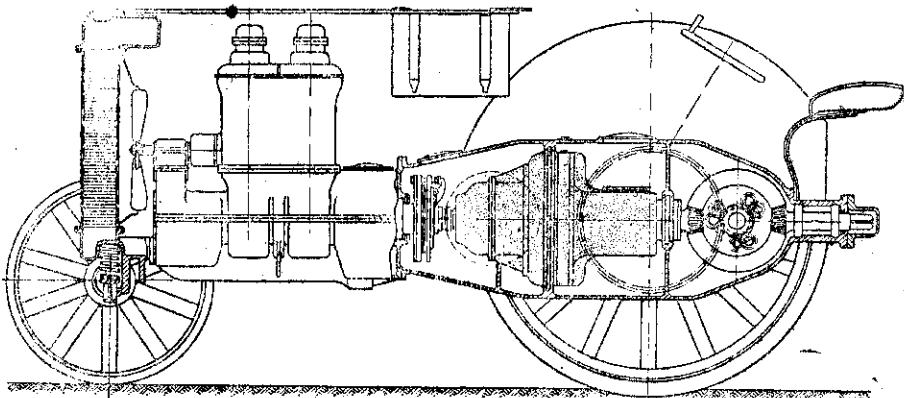
На фиг. 133 представлен разрез другого распространенного типа гидродинамического трансформатора системы Виллис-Кавтса. На фиг. 134



Фиг. 130. Общий вид гидродинамического трансформатора „Лисхольм-Смис“ в сборе с двигателем.

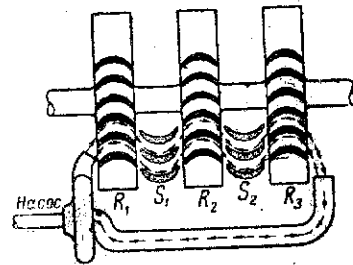
представлен общий вид установки этого трансформатора с двигателем-дизель в 26 л. с.

Как видно на фиг. 133, весь трансформатор монтируется в маховике двигателя.

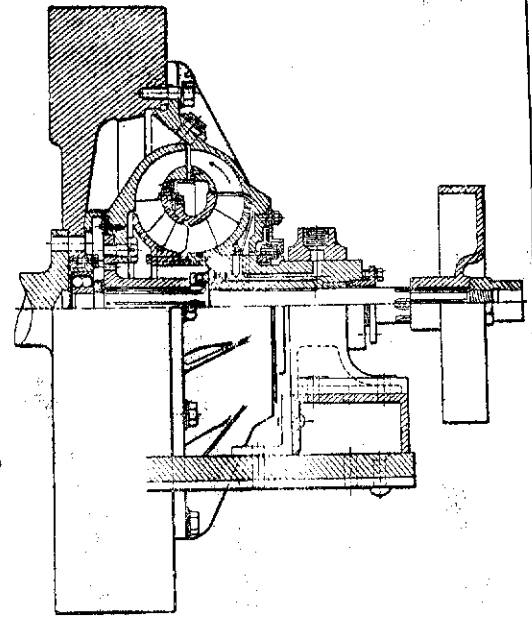


Фиг. 131. Схема установки гидротрансформатора „Лисхольм-Смис“ на тракторе.

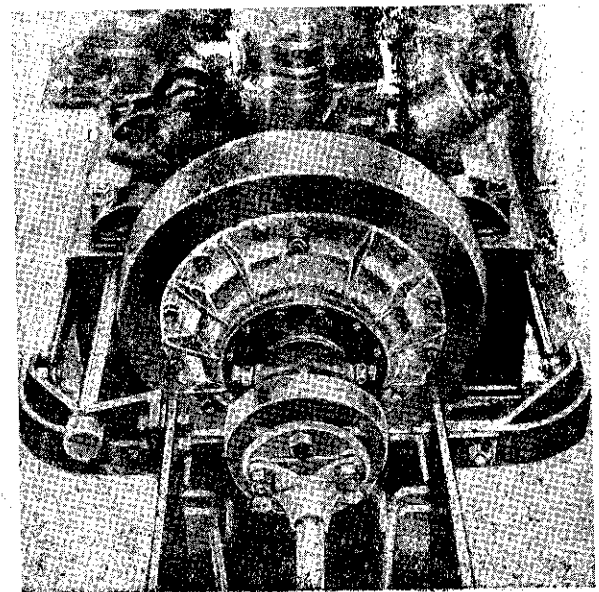
На фиг. 135 представлена схема движения жидкости по лопаткам этого трансформатора. Существеннейшей его особенностью является



Фиг. 132. Принцип действия гидротрансформатора „Лисхольм-Смис“.

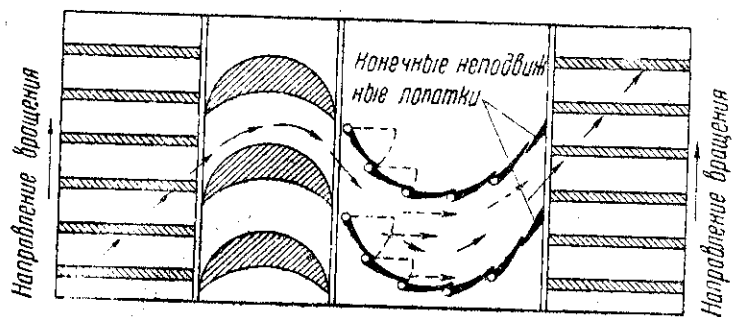


Фиг. 133. Разрез гидродинамического трансформатора „Виллис-Кавтс“.



Фиг. 134. Общий вид установки гидродинамического трансформатора „Виллис-Кавтс“ с двигателем.

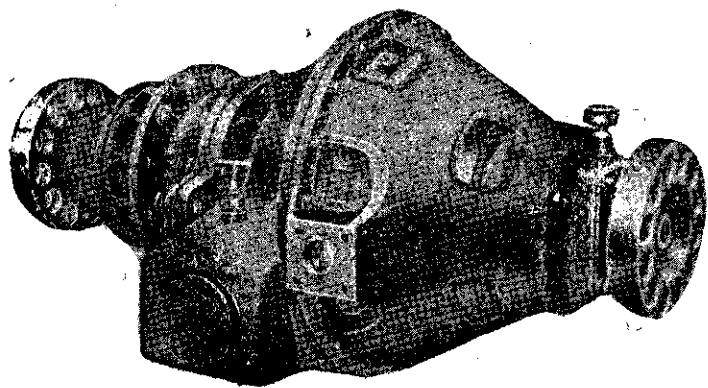
наличие и направляющем аппарате подвижных поворотных лопаток. Эти лопатки под действием струи, изменившей свое направление при перемене режима работы, свободно поворачиваются вокруг своих осей. Этим уменьшаются потери на удар и повышается общий к. п. д. агрегата.



Фиг. 135. Схема движения жидкости по лопаткам в гидротрансформаторе „Виккерс-Каутс“.

В этом типе трансформаторов диапазон непрерывного изменения крутящих моментов находится в пределах от 1 до 3,5.

На фиг. 136 представлен трансформатор системы Трилок, устанавливаемый на тяжелых грузовиках. Интересной его особенностью является



Фиг. 136. Гидродинамический трансформатор системы „Трилок“ на двигатель мощностью в 250 л.с. для мотовагона фирмы Гешель.

сочетание в одном агрегате муфты и трансформатора Феттингера. На режимах, требующих трансформации, направляющий аппарат неподвижен и осуществляет требуемую трансформацию. Как только числа оборотов первичного и вторичного валов достигнут определенного соотношения, направляющий аппарат начинает вращаться вместе с турбиной, и трансформатор начинает работать в качестве муфты.

Наконец, на фиг. 137 представлена схема установки трансформатора

системы Фойт в мотовагоне. Ряд трансформаторов, имеющих лишь экспериментальное значение, как Ризлер, Де-Лаво, Ренс и др. здесь не рассматриваются.

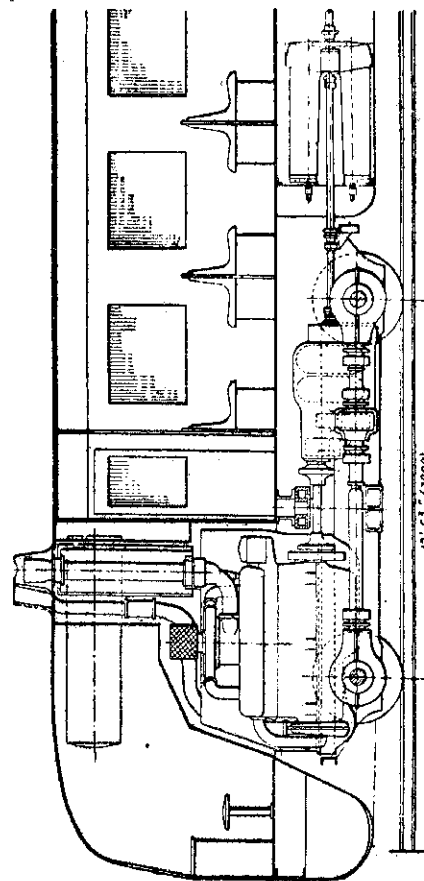
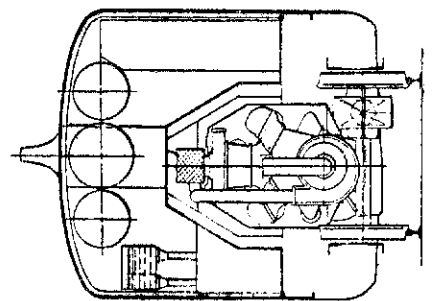
6. Рабочая жидкость

В качестве рабочей жидкости желательно употреблять такую, которая возможно более устойчиво сохраняет свои свойства с изменением режима работы и температурного состояния потока. Кроме того, жидкость не должна химически реагировать с материалом трансформатора. В морских судовых трансформаторах в качестве рабочей жидкости применяется шибртная вода. Это обстоятельство заставляет изготовлять трансформаторы этого типа из бронзы. Что касается трансформаторов автомобильного типа, то в них в качестве рабочей жидкости применяются различные сорта легких автомобильных масел, иногда в смеси с глицерином, смеси керосина с маслом и т. д. Чистый глицерин в качестве рабочей жидкости неэкономичен.

Наиболее удобно применение легких смазочных автомобильных масел, так как в этом случае нет необходимости возить специальный запас рабочей жидкости, кроме того, работающее тело может быть употреблено одновременно для смазки вращающихся частей. Что же касается смесей керосина с маслом, то здесь следует иметь в виду возможность образования в процессе работы трансформатора эмульсии, имеющей иные удельный вес и вязкость, чем смесь, на которую велся расчет.

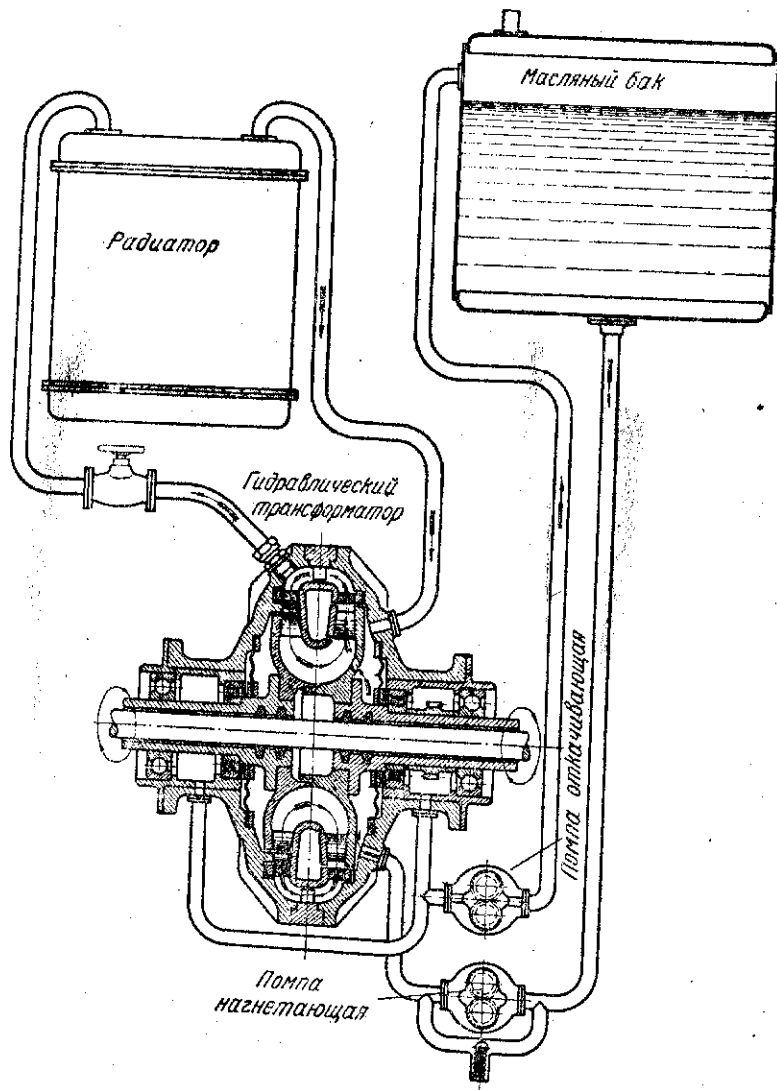
Жидкости с повышенной вязкостью, давая некоторую гарантию в смысле явлений кавитации, в то же время увеличивают потери.

На основании литературных данных можно указать следующие сред-



Фиг. 137. Схема установки гидродинамического трансформатора системы „Фойт“ в мотовагоне.

ше показатели рабочей жидкости для гидродинамических муфт и трансформаторов. Удельный вес при 15° 0,85—0,95 г/см³. Температура вспышки по Бренкену 180—200°. Вязкость по Энглеру при 50° 2—4, 5 Е°. Абсолютная вязкость в пуазах при 20,5° от 0,05 и выше.



Фиг. 138. Система расположения вспомогательных устройств трансформатора „Лисхольм-Смис“.

7. Вспомогательные устройства

Для того чтобы работающая жидкость передавала мощность с ведущего вала на ведомый непрерывно, необходимо, чтобы рабочее состоя-

ние потока было возможно однообразнее по характеру и консистенции. Иначе говоря, необходимо противодействовать возможности разрыва струи, отставанию ее от поверхности лопаток, образованию застойных областей, возникновению воздушных пузырей и т. д. Все эти явления могут быть ослаблены, если рабочую полость трансформатора держать все время под некоторым избыточным давлением. Наиболее надежно такое давление создается обычным зубчатым насосом с приводом к нему от первичного вала. Величина избыточного давления 1,5—2 ат.

Как бы идеально ни были разработаны уплотнения, препятствующие утечке работающей жидкости из замкнутой гидравлической цепи, все же некоторая часть рабочей жидкости уйдет во-вне через щели, зазоры, уплотнения и т. п. Для возвращения их в круг циркуляции к вспомогательному насосу добавляется ступень, отсасывающая масло из стока.

При работе масло разогревается. Под влиянием нагрева оно может стать жидким, обмылиться, потерять вязкость, измениться химически. Необходимо предусмотреть аппаратуру для охлаждения масла, не допуская нагрева выше заданного предела.

Для этого из потока часть работающей жидкости непрерывно отводится в радиатор и вновь возвращается в поток. В процессе работы в жидкость проникают пузырьки воздуха; для выпуска его устанавливаются спускные краники.

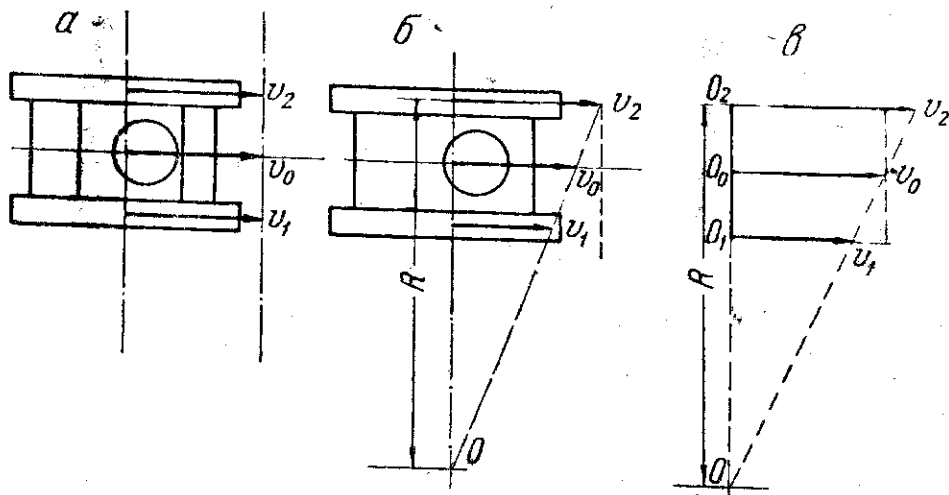
На фиг. 138 представлена схема оборудования трансформатора перечисленной выше аппаратурой. Нагнетательная помпа забирает масло из основного бака и подает в трансформатор ко входу в насос. Она создает необходимое давление и пополняет утечки. Откачивающая помпа забирает стекающее масло и подает его в масляный бак, где оно фильтруется и освобождается от пузырьков воздуха, так как бак сообщается с атмосферой.

Обе ступени вспомогательного насоса приводятся от первичного вала двигателя. Для охлаждения за первым направляющим аппаратом поставлен отвод в радиатор, соединенный со входом в насос. Давление в первой из указанных точек больше, чем во второй, вследствие чего образуется вспомогательный поток циркуляции через радиатор. Циркуляция во вспомогательной гидравлической цепи регулируется при помощи вентиля.

ПОВОРОТ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН (ТЕОРИЯ ПОВОРОТА)

1. Анализ физических явлений, протекающих при повороте гусеничной машины

Большая поверхность соприкосновения гусеницы с грунтом и невозможность вписывания в кривую при повороте значительно усложняют протекание процесса поворота.



Фиг. 139. Схема изменения скоростей гусениц при повороте.

Как известно, поворот колесных машин обеспечивается изменением направления плоскости качения управляемых колес, при этом ведущие колеса изменяют скорость вращения автоматически (благодаря наличию дифференциала) в соответствии с линейными скоростями, необходимыми для поворота всей машины около некоторого центра.

Поворот гусеничной машины, наоборот, обеспечивается лишь принудительным изменением скоростей движения забегающей и отстающей гусениц.

На фиг. 139 представлена схема изменения скоростей гусениц v_1 и v_2 и середины машины v_0 при повороте. При прямолинейном движении (рис. 139а) $v_1 = v_2 = v_0$ и радиус поворота $R = \infty$. В дальнейшем под величиной радиуса поворота будем понимать длину перпендикуляра из центра поворота на ось забегающей гусеницы.

При изменении скоростей v_1 и v_2 будет происходить движение машины по кривой, при этом все три точки машины O_2 , O_0 и O_1 будут описывать кривые, центр кривизны которых в каждый данный момент находится в одной точке O . В зависимости от механизма поворота, являющегося составной частью трансмиссии танка, поворот может осуществляться либо путем уменьшения скорости v_1 , отстающей при неизменной скорости v_2 забегающей гусеницы, либо путем одновременного уменьшения скорости v_1 и увеличения скорости v_2 . Первый случай (фиг. 139б) сопровождается уменьшением скорости v_0 центра машины и осуществляется в машинах, имеющих в качестве механизмов поворота бортовые фрикционы.

Второй случай (фиг. 139в) соответствует повороту машины с дифференциальным механизмом поворота; скорость v_0 остается при этом неизменной и равной скорости машины при прямолинейном движении.

В пределе — для первого случая имеем $v_1 = 0$ и $v_2 = 2v_0$, для второго случая $v_1 = 0$ и $v_2 = 2v_0$.

Центр кривизны описываемых точками O_2 и O_0 кривых при этом совпадает с точкой O_1 , а радиус поворота равен ширине колеи.

Аналитическая связь между скоростями гусениц и радиусом поворота определяется из подобных треугольников в виде:

$$v_2 : v_0 : v_1 = R : \left(R - \frac{B}{2} \right) : (R - B),$$

$$v_2 = v_0 \frac{2R}{2R - B};$$

$$v_1 = v_0 \frac{2(R - B)}{2R - B};$$

$$v_1 = v_2 \frac{R - B}{R} = v_2 \left(1 - \frac{B}{R} \right).$$

откуда

В задачу теории поворота входит установление кинематической зависимости между движением отдельных элементов машины во время поворота и зависимости между силами, действующими на машину при повороте.

Процесс движения гусеничной машины по кривой некоторого радиуса R может быть разделен на ряд элементарных поворотов с углом $\Delta\alpha$, т. е. ряд перемещений из положения I (фиг. 140) в положение III, каждое из которых можно рассматривать состоящим из трех этапов:

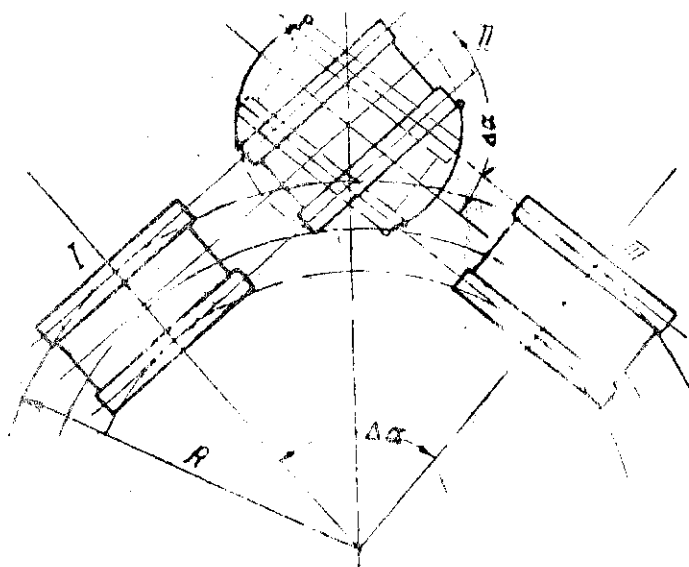
1. Гусеница, растянная перед передними опорными катками и поднимаясь за последними опорными катками, перемещается поступательно по касательной к кривой поворота. При этом, очевидно, грунт оказывает сопротивление только прямолинейному движению.

2. Опорная поверхность гусеницы, оставаясь неподвижной в поступательном движении, поворачивается на угол $\Delta\alpha$.

Второе поступательное движение гусеницы за счет поворота не около ее середины, а около центра инерции машины с радиусом $R = \frac{B}{2}$, очевидно, будет бесконечно-малой высшего порядка, которой можно пренебречь.

Сопротивление грунта вращательному движению определяется срезом грунта в боковом направлении и продольным прессованием грунта шпорами, если они имеются. При отсутствии шпор и на твердом грунте происходит скольжение гусеницы по грунту как в направлении, перпендикулярном продольной оси, так и вдоль гусеницы.

Продольного скольжения или прессования не будет происходить лишь в том случае, когда ширина гусеницы равна нулю. На практике гусеница всегда имеет конечную ширину. Однако, как увидим в даль-



Фиг. 140. Схема элементарного поворота гусеничной машины.

нейшем, с точностью не меньшей, чем та, с которой может быть оценена характеристика грунта, можно принимать ширину гусеницы равной нулю.

3. Третий этап элементарного поворота опорной поверхности гусеницы составляет также прямолинейное поступательное движение из положения II в положение III, — и далее явление повторяется.

Вторая гусеница совершает такой же поворот на тот же угол $\Delta\alpha$, проходя те же этапы.

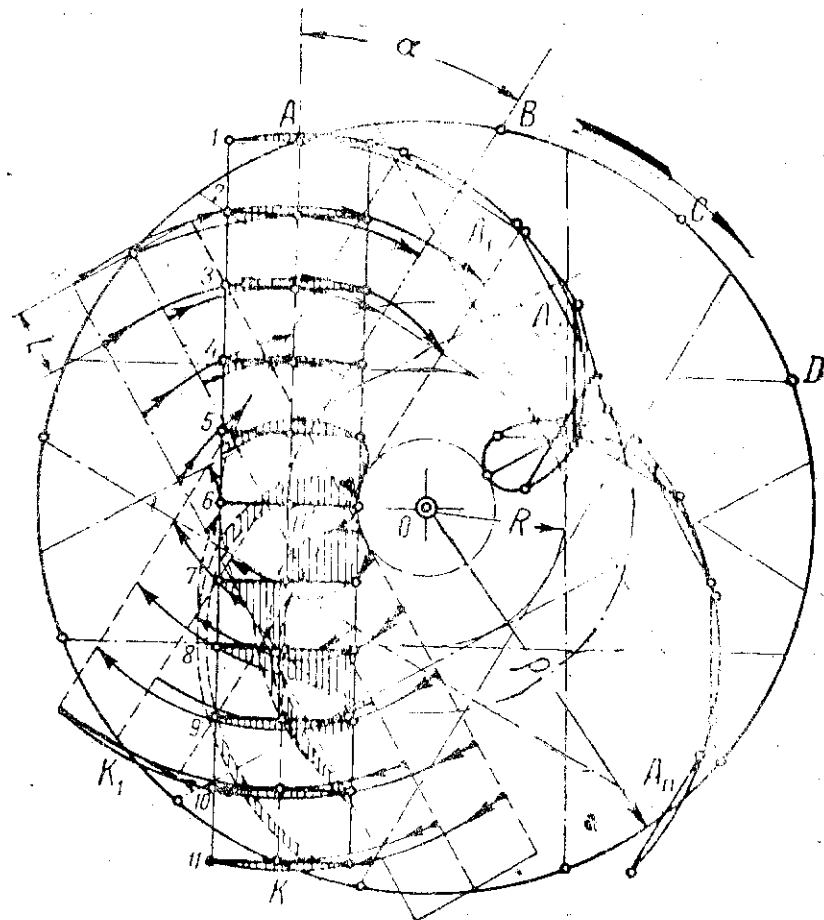
Чем на более мелкие интервалы $\Delta\alpha$ будет разбит поворот, тем большая степень точности подобного подхода к происходящему явлению.

Влияние ширины гусеницы или шпор на процесс поворачивания наглядно показано на фиг. 141¹.

Характер продольного прессования и среза грунта зависит от формы шпор, их расположения на траке, ширины гусеницы и положения трака

на опорной поверхности. На фиг. 141 представлена картограмма движения шпоры простейшей формы в виде узкого ребра a , расположенного на траке перпендикулярно продольной оси при повороте гусеницы вокруг центра O .

Окружность радиуса ρ представляет собой геометрическое место точек входа средин шпор в грунт в начале опорной поверхности и



Фиг. 141. Картограмма движения шпор в грунте при повороте.

выхода из грунта в конце ее. Площадь кольца, заключенного между окружностями радиусов ρ и R , представляет собой площадь, описываемую половиной длины опорной поверхности при бесконечно-узкой ширине трака. Вторая половина опорной поверхности описывает ту же поверхность второй раз.

Рассмотрим траекторию движения шпоры, начиная с момента, когда она опустилась в грунт в точке A . При повороте около центра O на угол $\alpha = \frac{180 l}{\pi R}$,

¹ Рисунок заимствован из книги М. К. Кристи „Испытания гусеничных машин“, изд. ВАММ, 1933.

где l — длина трака и R — радиус поворота; средняя точка шпору вследствие перематывания цепи займет положение A_1 , в точке же B в это время в грунт войдет новая шпора, а в точке K — выйдет из грунта шпора, находящаяся на последнем траке.

При этом середина шпору перемещается из положения A в положение A_1 по отрезку эвольвенты. Любая другая точка шпору движется по сопряженной с ней кривой.

При дальнейшем повороте еще на угол α на следующих шпорах явление повторяется, а рассматриваемая шпора переместится в положение A_2 .

Перемещение шпору по эвольвенте сопровождается поперечным прессованием и срезом грунта ребром, а также продольным прессованием грунта всей плоскостью шпору. В левой части фиг. 141 представлено состояние грунта под опорной поверхностью гусеницы, поворачивающейся около центра O и имеющей 11 шпор. Траектории всех шпор по своему характеру одинаковы и лишь сдвинуты одна относительно другой на угол α .

Продольными штрихами показана разрушенная часть грунта, характеризующая относительную величину прессования его обратной стороной шпору.

Из чертежа видно, что передние шпору только правой своей стороной прессуют грунт в направлении, обратном направлению силы тяги, действующей на гусеницу и, уплотняя грунт, способствуют увеличению зацепления. По мере приближения шпору к середине гусеницы это прессование увеличивается, что видно по заштрихованным площадкам над шпорами с 1 по 7.

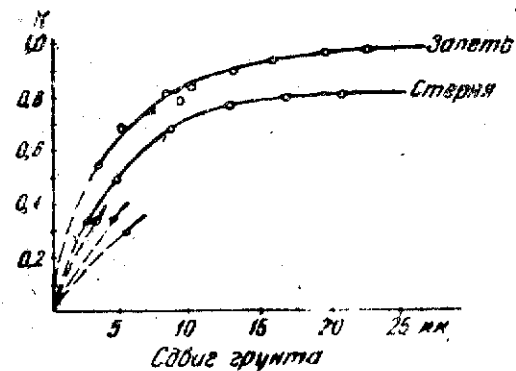
Левая сторона передних шпор идет по разрушенному слою грунта, никакого, кроме трения, сопротивления не встречает.

Задние шпору идут в большинстве по разрушенному ранее грунту и прессуют остатки грунта в обратном направлении.

Отсюда можно сделать вывод, что ведущими при повороте являются правые половины передних и средних шпор как опирающиеся на спрессованный грунт. Задние же шпору сзади имеют разрыхленный грунт, и только при наличии буксования гусеницы могут получить опору и принять участие в передаче силы тяги. Без буксования задние шпору, прессуя грунт против движения, растягивают дополнительно гусеницу и понижают коэффициент сцепления. При вращении опорной поверхности вокруг центра поворота, лежащего на ее середине, гусеница не перематывается, и средняя шпора описывает круг, а все другие — концентрические кольца.

Из этого рассмотрения приходим к выводу, что шпора в заметной степени сопротивляется повороту лишь тогда, когда она близко подходит и переходит через центр поворота, так как в это время она опирается на достаточно спрессованный грунт. В остальные моменты шпора, опираясь на недостаточно спрессованный грунт, не может оказать большого сопротивления повороту. Характер изменения коэффициента сцепления, k в зависимости от величины прессования грунта показан на фиг. 142¹, представляющей собой экспериментальные кривые зависи-

мости k от продольного прессования в мм. Из рассмотрения кривых видно, что полное сопротивление грунт оказывает лишь после того как он будет спрессован на 20 — 25 мм (для залежи и стерни). При малых продольных прессованиях k мало.

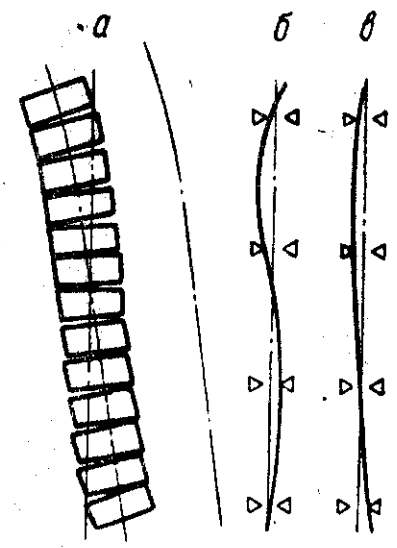


Фиг. 142. Зависимость коэффициента сцепления от прессования грунта.

Суммарный момент сопротивления всех шпор, погруженных в грунт, также не будет большим, так как число активных шпор не превышает 3 — 4 шт., находящихся вблизи центра поворота. Это позволяет при определении момента сопротивления повороту гусеницы пренебрегать моментом сопротивления повороту шпор, как во много раз меньшим момента, создаваемого боковым сдви-

гом всей опорной длины гусеницы, т. е. рассматривать поворот бесконечно-узкой ленты.

При равномерном распределении давления по длине опорной поверхности (по закону прямоугольника) боковые реакции грунта, противодействующие повороту, распределяются также равномерно, причем передние половины обеих гусениц испытывают боковые реакции грунта в одном направлении, а задние — в другом. Как видно на фиг. 143, элементарные силы боковых реакций грунта на гусеницу при повороте вызывают за счет имеющихся зазоров в шарнирах небольшой изгиб гусеничной ленты в плане, как показано на фиг. 143а. Характер кривой показывает, что передняя ее часть имеет центр кривизны по другую сторону центра поворота.



Фиг. 143. Схема изгиба гусеницы в плане при повороте.

Однако при ограниченном боковом смещении цепи (фиг. 143б) передняя часть ее, упираясь в реборды переднего опорного катка, образует дугу, соответствующую повороту машины, а при больших радиусах поворота (фиг. 143в) задняя часть гусеницы, двигаясь по колее передней и не встречая потому больших боковых сопротивлений, также может принять форму, соответствующую повороту машины. Поворот в последнем осуществляется незначительным притормаживанием остающейся гусеницы.

¹ „Т. Э.“, т. 23, „Трактор“, статья М. К. Кристи.

2. Силы и моменты, действующие на гусеничную машину при повороте

Примем следующие обозначения:

F_1 и F_2 , кг — силы тяги на отстающей и забегающей гусеницах;
 v_1 и v_2 , км/час — линейные скорости отстающей и забегающей гусениц;
 N_0 , л. с. — мощность двигателя, расходуемая на внешние сопротивления повороту;

F_{c1} и F_{c2} , кг — силы сопротивления отстающей и забегающей гусениц в их прямолинейном движении;

M_{c1} и M_{c2} , кг/м — моменты сопротивления грунта повороту отстающей и забегающей гусениц;

φ — коэффициент сопротивления при прямолинейном движении;

μ — коэффициент сцепления гусениц с грунтом в поперечном направлении;

F_k , кг — сила тяги на крюке;

G , кг — вес машины; Q_1 и Q_2 , кг — вес машины, приходящийся на отстающую и забегающую гусеницу ($Q_1 + Q_2 = G$);

g , м/сек² — ускорение свободного падения;

J_z , кг/м сек² — момент инерции всей машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, определяемый формулой:

$$J_z = \sum_{i=1}^n r_i^2 \cdot m_i,$$

где m_i — массы отдельных механизмов и элементы масс корпуса машины, r_i — их расстояния до вертикальной оси;

M_j , кг/м — инерционный момент всей машины при неравномерном вращении машины вокруг вертикальной оси, проходящей через центр инерции, равный $M_j = J_z \frac{d\omega}{dt}$, где $\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение всей машины во вращательном движении;

J , кг — сила инерции поступательного движения, приложенная к центру инерции машины и равная $\frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$ — произведению массы на ускорение (линейное);

C , кг — центробежная сила во вращательном движении машины вокруг некоторого центра поворота O с радиусом поворота R_0 , равная

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R_0},$$

где R_0 , м — радиус траектории центра тяжести машины;

R , м — радиус траектории забегающей гусеницы;

L , м — длина опорной поверхности гусеницы;

B , м — ширина колеи машины, т. е. расстояние между серединами гусениц;

h , м — высота центра тяжести над опорной поверхностью;

γ — общий к. п. д. танка;

X , м — смещение центра поворота;

x , м — смещение центра давления.

В общем случае движения по пересеченной местности гусеничная машина может поворачиваться в весьма разнообразных условиях. В соответствии с этим изменяются число и характер внешних сил, действующих на машину.

Точность теоретических исследований вопросов поворота гусеничной машины поэтому зависит от того, насколько полно учтены все внешние условия и отображены в действующих силах, а результаты расчетов, — насколько точно соответствуют данным условиям экспериментальные коэффициенты. В дальнейшем метод решения любых вопросов поворота при всевозможных условиях остается одним и тем же, а именно, — выявив все силы, действующие на машину, и применив основные законы механики, по известным силам или реакциям определим интересующие величины.

Процесс поворота гусеничной машины сопровождается потерей энергии двигателя на преодоление трения гусеничной цепи о грунт и сдвиг грунта в поперечном направлении, т. е. на преодоление моментов сопротивления повороту M_{c1} и M_{c2} обеих гусениц, на преодоление сил сопротивления поступательному движению гусениц F_{c1} и F_{c2} , на поворачивание шпур в грунте, сопровождаемое прессованием и срезом грунта.

При наличии трения в число сил сопротивления повороту входит сила тяги на крюке F_k . При повороте машины на подъеме или косогоре действуют составляющие от веса машины. Кроме того, во время поворота могут оказывать известное влияние инерционные силы J и моменты M_j как от всей массы машины, так и от вращающихся частей механизмов трансмиссии и ходовой части.

Установление соотношений между всеми этими силами и влияние их на процесс поворота и составляют задачу теории поворота.

Рассмотрим сначала самый простейший случай поворота гусеничной машины, когда происходит плавный поворот на горизонтальном участке местности с очень малой скоростью.

В этом случае центробежной силой и инерционным моментом можно пренебречь. Будем также считать, что сила тяги на крюке отсутствует, что центр давления грунта на гусеницу лежит на середине опорной поверхности.

Ширину гусениц принимаем настолько малой, чтобы можно было пренебречь моментами проворачивания шпур в грунте.

Поставим себе задачей определить мощность N_0 двигателя, необходимую для преодоления оставшихся внешних сопротивлений, действующих на танк (фиг. 144).

Мощность N_0 , очевидно, будет равна сумме мощностей забегающей и отстающей гусениц плюс потери в трансмиссии, которые оценим по общепринятому методу, т. е. коэффициентом полезного действия.

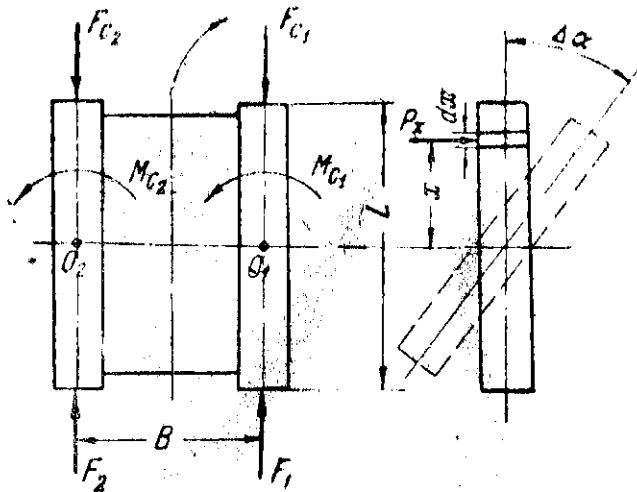
$$N_0 = \frac{F_2 v_2 + F_1 v_1}{270 \cdot \eta}. \quad (2)$$

Величины скоростей были выведены раньше, величины же сил тяги определим ниже одновременно с выявлением метода решения вопросов поворота гусеничных машин.

Взяв сумму моментов всех внешних сил относительно точек O_2 и O_1 можем написать:

$$F_2 B - F_{c2} B - M_{c1} - M_{c2} = 0. \quad (3)$$

$$F_1 B - F_{c1} B + M_{c1} - M_{c2} = 0, \quad (4)$$



Фиг. 144. Схема гусеницы при повороте.

откуда необходимая для поворота сила тяги забегающей гусеницы

$$F_2 = F_{c2} + \frac{M_{c1} + M_{c2}}{B} \quad (5)$$

и отстающей:

$$F_1 = F_{c1} - \frac{M_{c1} + M_{c2}}{B}. \quad (6)$$

Определим для данных условий моменты сопротивления повороту

M_{c1} и M_{c2} .

При повороте одной гусеницы на угол $d\alpha$ нужно затратить работу для преодоления сил сопротивления p_x , равную произведению момента от сил p_x на угол поворота (фиг. 144).

$$dW = p_x \cdot x \cdot d\alpha.$$

Сила p_x , действующая на элемент длины опорной поверхности при равномерно, по закону прямоугольника, распределенном давлении, подобно всякой силе трения, равна коэффициенту трения μ , умноженному на нормальное давление:

$$p_x = \frac{Q \cdot dx}{L} \cdot \mu.$$

Для гусениц гладких, без шпор, коэффициент μ является коэффициентом трения гусеницы о грунт.

При наличии шпор на траках коэффициент μ представляет собой коэффициент сцепления гусеницы в поперечном направлении.

В данном случае $Q = \frac{G}{2}$, так как на горизонтальном участке при отсутствии центробежной силы вес распределяется на обе гусеницы поровну.

Тогда для передней и задней половин гусеницы имеем:

$$d_{ax} W = 2\mu \frac{G}{2} \cdot x \cdot dx \cdot d\alpha,$$

и полная работа на одной гусенице будет:

$$W = \int_0^{\alpha} \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{\mu \cdot G}{L} \cdot x \cdot dx \cdot d\alpha.$$

Произведя интегрирование, получим:

$$W = \frac{\mu G}{L} \cdot \left| \frac{x^2}{2} \right|_0^{\frac{L}{2}} \cdot [\alpha]_0^{\alpha} = \frac{\mu G L}{8} \cdot \alpha.$$

Разделив работу боковых сопротивлений на угол поворота, получим момент сопротивления повороту:

$$M_c = \frac{W}{\alpha} = \frac{\mu G L}{8} \quad (7)$$

Сопротивления поступательному движению гусениц равны

$$F_{c1} = F_{c2} = \frac{\mu G}{2}.$$

Подставив найденные значения в выражения (5) и (6), получим:

$$F_2 = \frac{\mu G}{2} + \frac{\mu G L}{4B}. \quad (8)$$

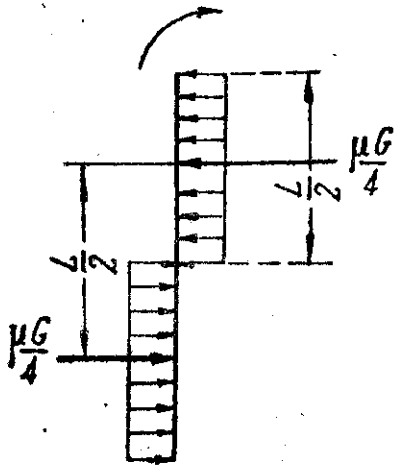
$$F_1 = \frac{\mu G}{2} - \frac{\mu G L}{4B}. \quad (9)$$

Момент сопротивления повороту можно определить и без интегрирования, если закон распределения давления по длине опорной поверхности прост, и можно легко найти центр тяжести площадки, изображающей эпюру боковых сил, действующих на опорную поверхность. Для случая распределения давления по закону прямоугольника боковые силы также распределяются по закону прямоугольника (фиг. 145).

Центр тяжести эпюры боковых сил для каждой стороны опорной поверхности лежит на расстоянии $\frac{L}{4}$ от середины опорной поверхности. Сумма боковых сил, действующих слева или справа, равна $\frac{\mu G}{4}$, и момент полученной пары

$$M_c = \frac{\mu G}{4} \cdot \frac{L}{2} = \frac{\mu G L}{8}. \quad (10)$$

Изменением закона распределения давления можно достигнуть уменьшения момента сопротивления повороту. Определим момент сопротивления повороту в случае распределения давления на опорную поверхность по закону треугольника с вершиной, лежащей под серединой опорной поверхности. Очевидно, что боковые силы при повороте распределятся по длине по тому же закону, с той лишь разницей, что одна половина треугольника боковых сил будет действовать на опорную поверхность справа, другая — слева (фиг. 146а).

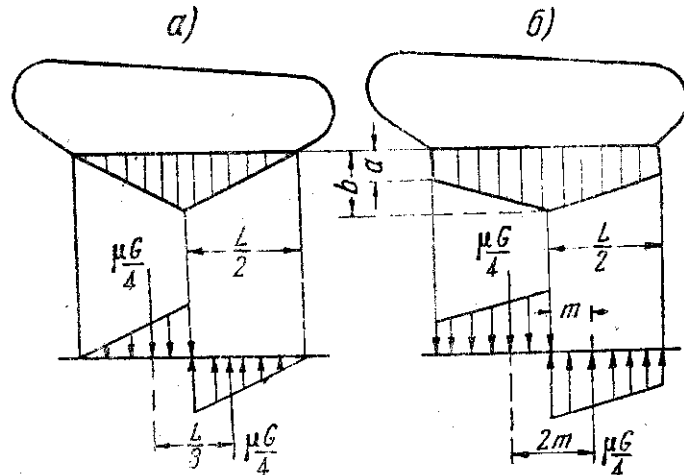


Так как центр тяжести прямоугольного треугольника расположен на одной трети его высоты $\frac{L}{2}$, то расстояние между равнодействующими боковых реакций грунта справа и слева, т. е. плечо пары, равно $\frac{L}{3}$ и, следовательно, момент сопротивления одной гусеницы

$$M_c = \frac{\mu G}{4} \cdot \frac{L}{3} = \frac{\mu GL}{12} \quad (11)$$

Фиг. 145 Схема боковых реакций грунта при повороте.

Как видно, распределение давления по закону треугольника уменьшает момент сопротивления повороту в полтора раза. Однако практи-



Фиг. 146. Эпюры боковых реакций грунта при треугольнике и пятиугольнике давлений.

чески осуществить треугольник давления нецелесообразно, так как передний и задний опорные катки в этом случае потеряли бы свое назначение. Практически распределение давления будет ближе к трапеции (фиг. 146б).

Определим момент сопротивления повороту в этом случае. Обозначив минимальную нагрузку на единицу длины опорной поверхности через a , максимальную — через b , относительное увеличение нагрузки — через $c = \frac{b-a}{a}$. По формуле центра тяжести трапеции получим:

$$m = \frac{L}{6} \cdot \frac{(2a+b)}{(a+b)},$$

или, вводя обозначение c ,

$$m = \frac{L}{6} \cdot \frac{(3+c)}{(2+c)} \quad (12)$$

Момент сопротивления будет:

$$M_c = \frac{\mu G}{4} \cdot \frac{L}{3} \cdot \frac{(3+c)}{(2+c)} = \frac{\mu GL}{12} \cdot \frac{(3+c)}{(2+c)} \quad (13)$$

Иногда из конструкции подвески бывает известно отношение нагрузок на катки крайние и средние, т. е. отношение $d = \frac{b}{a}$; произведя замену в уравнении (11), будем иметь:

$$M_c = \frac{\mu GL}{12} \cdot \frac{(2+d)}{(1+d)} \quad (14)$$

Если принять $d=2$, то получим $M_c = \frac{\mu GL}{9}$. Принимать $d > 2$ не желательно, так как это создает неблагоприятные условия работы средних катков подвески и чрезмерно увеличит склонность машины к продольным угловым колебаниям.

Величины сил тяги F_1 и F_2 , необходимые для поворота в случаях неравномерно распределенной нагрузки, определяются из выражений (5) и (6) и выражения для момента сопротивления для данного закона распределения давления на опорную поверхность.

При трапеции давлений с отношением максимального к минимальному давлению $d=2$ [формула (13)]:

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4,5 B}; \\ F_1 &= \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4,5 B}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Зная величины необходимых для поворота сил тяги F_1 и F_2 , определим мощность, расходуемую двигателем для преодоления внешних сопротивлений.

Подставив из формулы (1) величины v_1 и v_2 и величины F_1 и F_2 для случая равномерно распределенного давления [формулы (8) и (9)], после простых алгебраических преобразований получим выражение для мощности внешних сопротивлений:

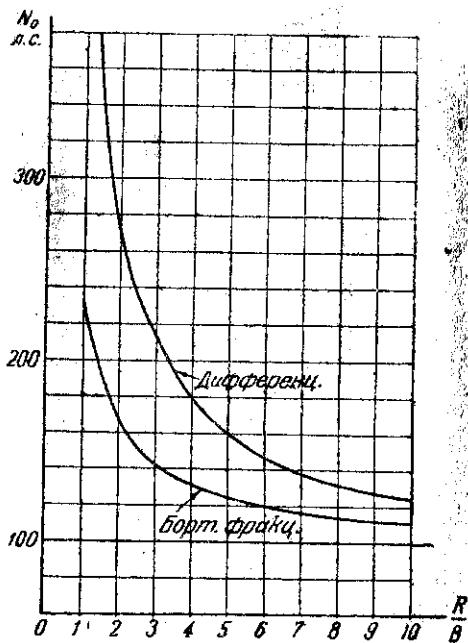
$$N_0 = \frac{G \cdot v_0}{270 \eta} \cdot \left[\varphi + \frac{\mu \cdot L}{2(R-B)} \right] \quad (16)$$

Для случая распределения давления на опорную поверхность по закону трапеции с $d = 2$ [формула (15)].

$$N_0 = \frac{G \cdot v_0}{270 \cdot \eta} \cdot \left[\varphi + \frac{2\mu \cdot L}{4,5 \cdot (2R - B)} \right] \quad (17)$$

Иногда удобнее пользоваться формулой мощности внешних сопротивлений, выраженной через скорость забегавшей гусеницы. Воспользовавшись соотношением между скоростями v_1 и v_2 [формула (1)], получим для равномерно распределенного давления

$$N_0 = \frac{G \cdot v_2}{270 \cdot \eta} \cdot \left[\varphi \left(1 - \frac{B}{2R} \right) + \frac{\mu L}{4R} \right] \quad (18)$$



Фиг. 147. График изменения мощности N_0 в зависимости от радиуса поворота.

Выведенные формулы показывают, что силы тяги F_1 и F_2 не зависят, а мощность N_0 существенно зависит от радиуса поворота. Характер изменения N_0 в зависимости от радиуса поворота при постоянном числе оборотов двигателя и цифровых данных: $G = 10$ т; $\varphi = 0,1$; $\mu = 0,5$; $L = 4$ м; $B = 2$ м и $\eta = 0,75$ показан на фиг. 147. Верхняя кривая подсчитана по формуле (16) при $v_0 = 20$ км/час и нижняя по формуле (18) при $v_2 = 20$ км/час. Верхняя кривая соответствует изменению мощности N_0 при повороте машины, имеющей дифференциальный механизм поворота. В этом случае $v_0 = \text{const}$ и равна скорости прямолинейного движения машины.

Второй случай — нижняя кривая просчитана для тех же условий и тех же размеров машины при бортовых фрикционах в качестве механизма поворота,

при которых скорость забегавшей гусеницы $v_2 = \text{const}$. В обоих случаях мощность N_0 изменяется по гиперболе, асимптотически приближаясь к мощности сопротивлений прямолинейному движению ($R = \infty$).

3. Условия поворотливости машины по сцеплению с грунтом и без участия тормозов

Для того чтобы машина могла поворачиваться, необходимо, чтобы сила сцепления забегавшей гусеницы с грунтом была больше необходимой для поворота силы тяги F_2 .

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \leq \frac{kG}{2} \quad (19)$$

Произведя сокращения, получим:

$$\varphi + \frac{\mu L}{2B} \leq k \quad (20)$$

Очевидно, условия достаточного сцепления зависят не только от коэффициентов, характеризующих грунт, но и от соотношения между шириной колеи машины B и длиной опорной поверхности L , т. е. от конструкции машины. Известно, что одной из причин плохой поворотливости старых танков образца мировой войны было именно неблагоприятное соотношение между шириной колеи и длиной опорной поверхности.

Для того чтобы условие (20) было выполнено, необходимо иметь отношение длины опорной поверхности к ширине колеи;

$$\frac{L}{B} \geq \frac{2(k - \varphi)}{\mu} \quad (21)$$

Принимая для мягкого грунта летом $\varphi = 0,1$, $\mu = 0,7$; $k = 1$, получим:

$$\frac{L}{B} \geq \frac{2(1 - 0,1)}{0,7} = 2,57$$

Для летних условий и твердого грунта (например хорошая грунтовая дорога) эти коэффициенты можно принять соответственно: $\varphi = 0,06$; $\mu = 0,4$ и $k = 0,8$. В этом случае поворот будет происходить и у более длинных машин при соотношении [по формуле (21)]:

$$\frac{L}{B} \geq 3,7$$

В зимних условиях эти коэффициенты могут быть приняты равными

$$\varphi = 0,1; \quad \mu = 0,15; \quad k = 0,5,$$

и поворот может происходить и при еще большем отношении:

$$\frac{L}{B} \geq 6,33$$

Условие поворотливости машины без участия тормозов.

В выражении (9) для силы тяги на отстающей гусенице, необходимой для поворота, второй член входит с отрицательным знаком, а так как почти всегда $\frac{\mu H}{4B} < \frac{\varphi G}{2}$, то сила тяги F_1 имеет отрицательный знак; это значит, что она действует в обратном принятому направлению и показывает, что для поворота к отстающей гусенице надо не подводить энергию от двигателя, а, наоборот, — тормозить ее.

Условие, при котором поворот машины без тормозов возможен, будет:

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \geq 0 \quad (22)$$

Это условие может быть выполнено также соответствующим выбором отношения

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2\varphi}{\mu} \quad (22')$$

Для приведенных ранее значений коэффициентов на мягком грунте должно быть:

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2 \cdot 0,1}{0,7} = \frac{1}{3,5}.$$

Для летнего твердого грунта

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2 \cdot 0,06}{0,4} = \frac{1}{3,33}.$$

Зимой на снегу при $\varphi = 0,1$; $\mu = 0,15$

$$\frac{L}{B} = \frac{2 \cdot 0,1}{0,15} = 0,67.$$

Отсюда заключаем, что нормальный танк ($L > B$) без тормозов в указанных условиях поворачиваться не сможет.

Из рассмотрения выражения для момента сопротивления обеих гусениц и величины сил тяги F_1 и F_2 можно сделать следующие два вывода.

• Момент сопротивления повороту не зависит от радиуса поворота. Однако для некрутых поворотов с большим радиусом величина μ не успевает достигать своего максимального значения (см. фиг. 142), и момент сопротивления в этом случае будет зависеть от радиуса поворота; но пока численной оценки величины влияния радиуса поворота на величину μ и момент сопротивления не установлено.

Второй вывод, являющийся следствием первого, состоит в том, что при крутых поворотах, когда μ от радиуса поворота не зависит, радиус поворота не зависит от степени затяжки тормоза, так как в этом случае силы тяги F_1 и F_2 , как и момент сопротивления, остаются постоянными. Степень затяжки тормоза, т. е. величина тормозного момента и сила тяги F_1 зависят только от свойства грунта (φ и μ) и конструкции гусениц (учитываемой теми же коэффициентами).

В процессе поворота на машину действует еще целый ряд сил, которых мы для ясности методики пока не учитывали и которые могут повлиять на те выводы, которые были сделаны.

Центробежная сила, действующая при повороте, вызывает перераспределение нагрузок на забегавшую и отстающую гусеницы и смещает центр поворота, а, значит, изменяет выражения F_1 и F_2 .

Аналогичное действие оказывают и другие боковые силы, например составляющая от веса машины при боковом крене, сила тяги на крюке, приложенная под углом к продольной оси машины, неподвижное препятствие сбоку и пр.

Зачастую на машину действуют силы, направленные параллельно продольной оси симметрии машины, например, составляющая от веса, при движении на подъем, сила тяги на крюке и сила инерции неравномерного движения центра тяжести.

Особую группу дополнительных сил, действующих на машину, составляют силы, возникающие в процессе входа в кривую и выхода из нее, т. е. в начале и в конце поворота.

У машин, имеющих в качестве механизма поворота бортовые фрикционы, когда скорость центра тяжести на повороте уменьшается (даже при постоянном числе оборотов двигателя), появляется сила инерции, направленная в сторону движения и содействующая повороту. При входе

в кривую машина получает угловое ускорение вокруг вертикальной оси, проходящей через центр инерции (центр тяжести) танка, а следовательно, появится инерционный момент M_i , сопротивления повороту, увеличивающийся необходимый для поворота тормозной момент на отстающей гусенице.

В машинах, имеющих дифференциальный механизм поворота, при постоянном числе оборотов двигателя во время поворота скорость центра тяжести остается постоянной. Но, кроме инерционного момента M_i , добавляются инерционные моменты от вращающихся частей, связанных с отстающей и забегавшей гусеницами.

Для рассмотрения влияния дополнительных сил разобьем их на три группы:

1. Продольные силы или слагающие действующие на направление продольной оси.

2. Поперечные силы или слагающие на поперечную ось машины.

3. Силы и моменты, возникающие в период входа в кривую и выхода из нее.

1. Влияние на поворот гусеничной машины сил, действующих параллельно продольной оси

Применим изложенную выше методику к рассмотрению влияния продольной силы F_K , принимая ее пока приложенной в плоскости грунта (фиг. 148).

Напишем сумму моментов всех действующих сил сначала относительно центра поворота отстающей гусеницы, затем относительно центр поворота забегавшей и, приравняв их нулю, найдем величины сил тяги F_1 и F_2 , необходимые для поворота. При этом полагаем, что F_K все время остается направленной вдоль оси трактора на расстоянии b от центра. Тогда будем иметь:

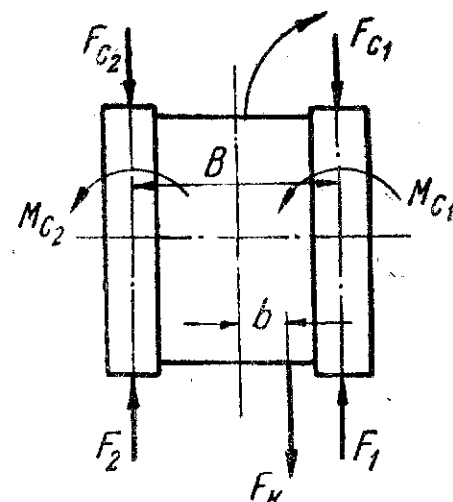
$$F_2 \cdot B - F_{c2} \cdot B + (M_{c1} + M_{c2}) - F_K \left(\frac{B}{2} - b \right) = 0$$

$$F_1 \cdot B - F_{c1} \cdot B + (M_{c1} + M_{c2}) - F_K \left(\frac{B}{2} + b \right) = 0,$$

откуда, заменяя F_c его значением, получим:

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + F_K \left(\frac{1}{2} - \frac{b}{B} \right) + \frac{\mu GL}{4B} \quad (2)$$

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} + F_K \left(\frac{1}{2} + \frac{b}{B} \right) - \frac{\mu GL}{4B} \quad (2)$$



Фиг. 148. Схема сил и моментов, действующих на гусеничную машину при повороте.

На моменты сопротивления M_{c1} и M_{c2} отстающей и забегающей гусениц сила F_k никак не влияет, и потому сумма их остается равной

$$M_c = \frac{\mu GL}{4}$$

Формулы (23) и (24) показывают, что продольная сила разложилась на две параллельные силы, которые добавились к силам сопротивления F_{c1} и F_{c2} . Если бы направление продольной силы совпадало с направлением движения, то ее составляющие, очевидно, уменьшили бы необходимые для поворота силы тяги F_1 и F_2 .

Обычно действующие на танк и трактор силы бывают приложены выше плоскости грунта и вызывают перераспределение давления вдоль опорной поверхности. Равномерно распределенное давление при этом изменяется на распределенное по трапеции и изменяет величину момента сопротивления. Это изменение момента учитывается коэффициентом K , метод подсчета которого будет изложен ниже. В расчетах, не требующих большой точности, и при небольших смещениях центра давления можно принимать $K = 1$.

Способ его определения дан ниже в разделе о влиянии на поворот смещения центра давления.

В случае поворота машины на небольшом подъеме до 10° , когда с достаточной точностью можно принимать $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ и $\cos \alpha \approx 1$, смещение центра давления x под влиянием составляющей веса мало и может быть принято равным нулю; тогда момент сопротивления обеих гусениц равен $M_c = \frac{\mu GL}{4}$, сила сопротивления каждой гусеницы равна

$$F_{c(1,2)} = \frac{\varphi_0 \cdot G}{2} = \frac{(\varphi \pm i) \cdot G}{2},$$

где знак (+) для подъема и (-) для уклона; i есть тангенс угла подъема или уклона (спуска).

Выражения для силы тяги будут:

$$F_1 = \frac{(\varphi \pm i) \cdot G}{2} - \frac{\mu GL}{4B}; \quad (28)$$

$$F_2 = \frac{(\varphi \pm i) \cdot G}{2} + \frac{\mu GL}{4B}. \quad (29)$$

Подставив величины силы тяги в формулу (2), получим мощность, необходимую для преодоления внешних сопротивлений.

Б. Влияние боковых сил на поворот машины

При небольшом боковом крене δ происходит перераспределение веса машины между гусеницами, и в соответствии с этим моменты сопротивления повороту гусениц становятся неравными,

Определим силы тяги F_1 и F_2 для случая, изображенного на фиг. 149, при δ не более 6° .

Из равенства нулю суммы проекций на ось y имеем:

$$Q_1 + Q_2 = G \cdot \cos \delta \approx G.$$

Из равенства нулю суммы моментов относительно точки A имеем:

$$Q_2 = \frac{G}{2} \left(1 + \operatorname{tg} \delta \cdot \frac{2h}{B} \right).$$

$$Q_1 = \frac{G}{2} \cdot \left(1 - \operatorname{tg} \delta \cdot \frac{2h}{B} \right)$$

Силы сопротивления прямолинейному движению будут:

$$F_{c2} = \left(1 + i_1 \cdot \frac{2h}{B} \right) \frac{\varphi G}{2}$$

$$F_{c1} = \left(1 - i_1 \cdot \frac{2h}{B} \right) \frac{\varphi G}{2}$$

Моменты сопротивления повороту:

$$M_{c2} = \frac{\mu Q_2 L}{4}$$

$$M_{c1} = \frac{\mu Q_1 L}{4}$$

но, так как $Q_1 + Q_2 \approx G$, то силы тяги F_1 и F_2 будут:

$$F_2 = \left(1 + i_1 \frac{2h}{B} \right) \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \quad (30)$$

$$F_1 = \left(1 - i_1 \frac{2h}{B} \right) \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \quad (31)$$

Как видно из выражений (30) и (31), незначительные боковые силы вызывают и незначительные изменения F_1 и F_2 в виде добавочных к F_{c1} и F_{c2} величин, не влияя на момент сопротивления повороту.

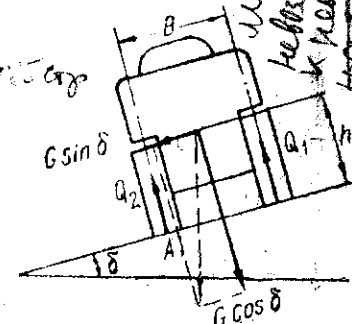
Пользуясь тем же методом, рассмотрим влияние достаточно большой боковой силы C , приложенной к центру тяжести машины. На фиг. 150 представлена схема сил, действующих на машину. Для выявления влияния лишь силы C полагаем, что никаких других дополнительных сил нет, а также, что центр тяжести машины совпадает с пересечением продольной и поперечной осей симметрии опорной поверхности машины.

Необходимость удовлетворить условию равновесия проекций сил на ось yy и невозможность изменения удельных сил сопротивления боковому сдвигу приводят к необходимости уменьшения количества элементарных сил, действующих в направлении силы C , и увеличения числа их, действующих в направлении, обратном силе C , т. е. к смещению центра поворота.

Величина χ (χ) — смещения центра поворота определится из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на ось yy :

$$S_2 + S_1 - S_2'' - S_1'' + C = 0; \quad (a')$$

$$S_1 = \frac{\mu Q_1}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} - \chi \right); \quad (a)$$



Фиг. 149. Схема сил, действующих на танк при повороте на боковом крене.

$$S_2 = \frac{\mu Q_2}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} - \chi\right); \quad (b)$$

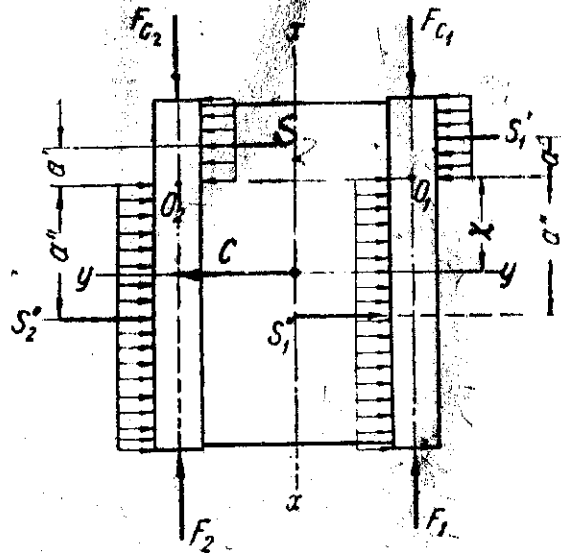
$$S_1'' = \frac{\mu Q_1}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} + \chi\right); \quad (c)$$

$$S_2'' = \frac{\mu Q_2}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} + \chi\right). \quad (d)$$

Величины реакций грунта Q_1 и Q_2 определяются из равенства моментов всех сил в плоскости, перпендикулярной движению, и равны:

$$Q_2 = \frac{G}{2} + C \frac{h}{B}. \quad (e)$$

$$Q_1 = \frac{G}{2} - C \frac{h}{B}; \quad (f)$$



Фиг. 150. Схема сил, действующих при повороте на гусеничную машину, при наличии боковой силы.

Плечи равнодействующих $S_{1,2}$ относительно центра поворота будут:

$$a' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \chi\right); \quad (g)$$

$$a'' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + \chi\right). \quad (h)$$

Приравняв нулю сумму моментов всех сил относительно центра поворота сначала отстающей O_1 , затем забегающей O_2 гусеницы, будем иметь:

$$F_2 \cdot B - F_{c2} \cdot B - (S_1 + S_2) a' - (S_1'' + S_2'') a'' + C \chi = 0; \quad (i)$$

$$F_1 \cdot B - F_{c1} \cdot B + (S_1 + S_2) a' + (S_1'' + S_2'') a'' - C \chi = 0. \quad (k)$$

Определим из выражения (a') зависимость между величиной C и смещением центра поворота χ , подставив значения S в уравнение (a'):

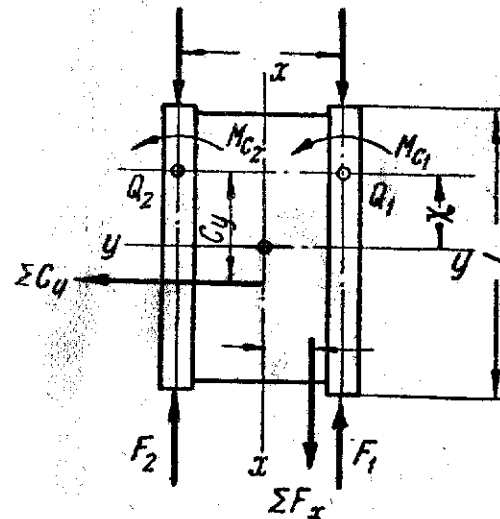
$$\frac{\mu(Q_1 + Q_2)}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} - \chi\right) - \frac{\mu(Q_1 + Q_2)}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} + \chi\right) + C = 0,$$

откуда

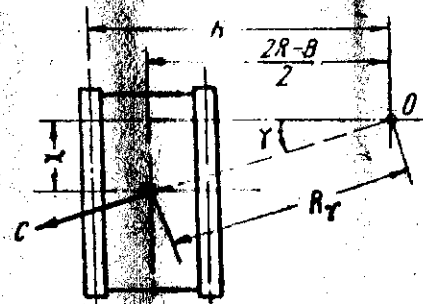
$$\frac{2\chi}{L} = \frac{C}{\mu G}. \quad (32)$$

Значение χ может быть найдено путем определения минимума функции, выражающей сумму моментов сопротивления повороту, что лишь

подтверждает правильность найденного положения центра поворота гусеницы, так как поворот в действительности всегда происходит вокруг той точки, сумма моментов сопротивления относительно которой имеет минимальное значение.



Фиг. 151. Схема сил, действующих при повороте в общем случае.



Фиг. 152. Схема действия центробежной силы при повороте.

Направление смещения центра поворота от середины опорной поверхности (вперед или назад) определяется направлением равнодействующей внешних боковых сил.

Если равнодействующая боковых сил направлена в сторону забегающей гусеницы, то смещение центра поворота происходит вперед, и машина имеет тенденцию к заносу задней части. В противном случае — наоборот.

Подставив в выражения (i) и (k) значения входящих в них величин из выражений (a) — (h) и сделав соответствующие преобразования, получим:

$$F_2 = \varphi Q_2 + \frac{\mu GL}{4B} \cdot \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] - C \frac{\chi}{B}; \quad (33)$$

$$F_1 = \varphi Q_1 - \frac{\mu GL}{4B} \cdot \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + C \frac{\chi}{B}. \quad (34)$$

Так как при выводе формул (32), (33) и (34) под силой C и при выводе формул (23) и (24) под силой F_x принимались произвольные поперечная и продольная силы, то, считая их за равнодействующие всех поперечных сил $\sum C_y$ и продольных $\sum F_x$, а также учитывая, что Q_1

и Q_2 являются суммарными реакциями от всех нормальных к грунту сил, — выведенные формулы решают вопрос в самом общем виде. Объединяя их, получим выражения F_2 и F_1 при произвольном числе сил, действующих на машину в произвольных направлениях:

$$F_2 = \varphi Q_2 + \sum F_x \left(\frac{1}{2} - \frac{b_x}{B} \right) + \frac{\mu \cdot Q \cdot L}{4B} \cdot K - \sum C_y \cdot \frac{c_y}{B}; \quad (35)$$

$$F_1 = \varphi \cdot Q_1 + \sum F_x \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{b_x}{B} \right) - \frac{\mu \cdot Q \cdot L}{4B} \cdot K + \sum C_y \cdot \frac{c_y}{B}. \quad (36)$$

$$\frac{Q_2}{L} = \frac{\sum C_y}{\mu \cdot Q},$$

где

$$K = \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right], \quad (37)$$

остальные обозначения по фиг. 151.

Q в кг — равнодействующая реакций Q_1 и Q_2 :

$$Q_2 = \frac{G}{2} + \sum C_y \frac{h_z}{B}; \quad (38)$$

$$Q_1 = \frac{G}{2} - \sum C_y \frac{h_z}{B}, \quad (39)$$

где h_z — высота точки приложения силы $\sum C_y$ над грунтом.

6. Влияние центробежной силы

Особый интерес с точки зрения практического использования представляет анализ влияния центробежной силы на сопротивление повороту танка.

На основе формул (33) и (34) и фиг. 152 получим (при расположении центра тяжести машины над серединой опорной поверхности):

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= \frac{\varphi G}{2} + \varphi C \cdot \frac{2R-B}{2R_\gamma} \cdot \frac{h}{B} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot K', \\ F_1 &= \frac{\varphi G}{2} - \varphi C \cdot \frac{2R-B}{2R_\gamma} \cdot \frac{h}{B} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'. \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

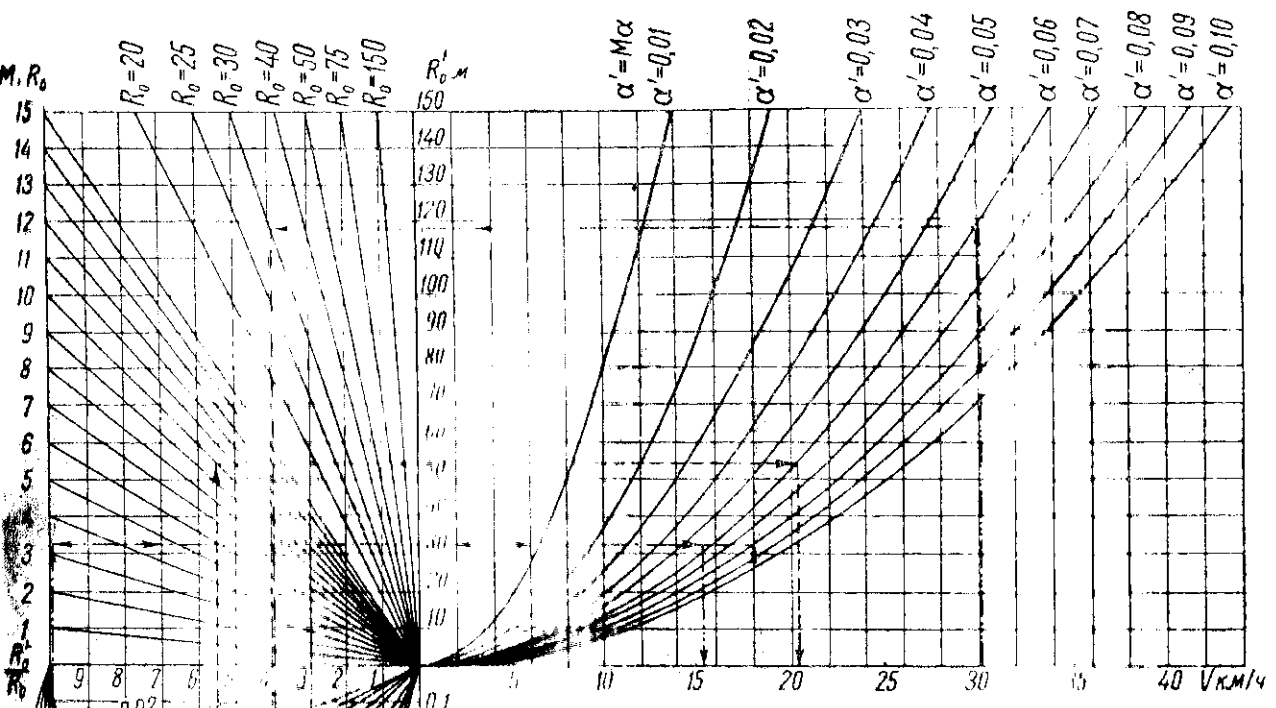
где

$$K' = \left[1 - \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right] = \left[1 - \left(\frac{C}{\mu G} \right)^2 \right], \quad (41)$$

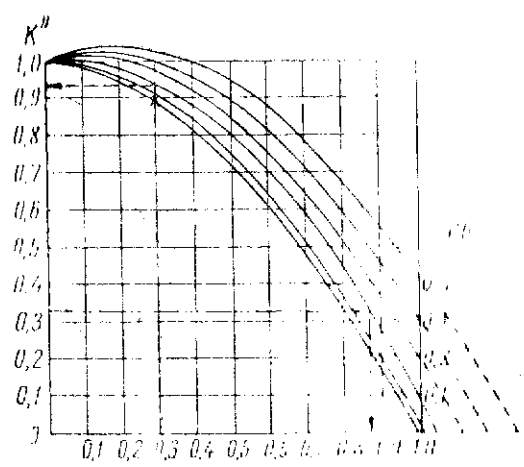
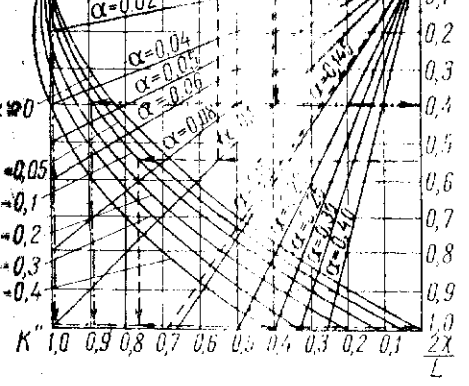
$$R_\gamma = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(2\gamma)^2 + (2R-B)^2}.$$

Для упрощения анализа будем принимать во всех дальнейших выводах $\gamma = 0$ и $R_\gamma = \frac{2R-B}{2}$; тогда формулы (40) можно написать в виде:

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'', \\ F_1 &= \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'', \end{aligned} \right\} \quad (40')$$



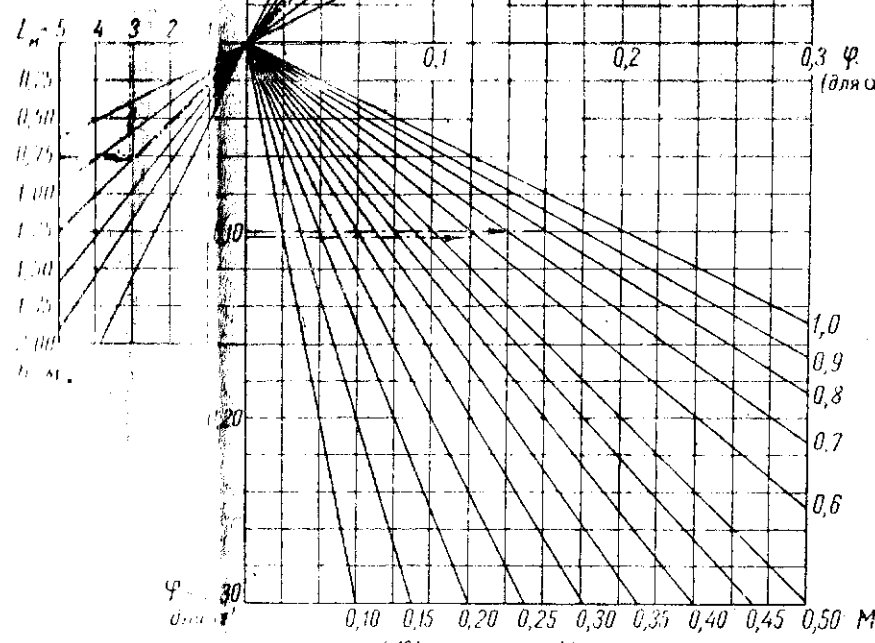
Фиг. 6



Фиг. 6

Ключ к номограмме (Фиг. 6 и 7)

Дано	Определяется	Путь вперед обозначен
$L, h, \varphi, \mu, V, R_0$	$\alpha, \alpha', R_0, \frac{2\chi}{L}, K''$	
	То же (второй пример при $\frac{2\chi}{L} = 1$)	
$\alpha, \alpha', \frac{2\chi}{L}, R_0$	V, K'' и R_0'	



$\alpha = \frac{4\varphi h}{L} \quad \alpha' = \mu\alpha = \frac{4h}{L} M\varphi$

Фиг. 7

Фиг. 153. Номограмма зависимости поправочного коэффициента к моменту сопротивления повороту в зависимости от условий цоворота.

где

$$K'' = 1 - \left(\frac{C}{\mu G}\right)^2 + \frac{C}{\mu G} \cdot \frac{4\varphi h}{L}. \quad (41')$$

Отсюда заключаем, что центробежная сила не влияет на силы тяги, необходимые для поворота при $C=0$ и при $\frac{C}{\mu G} = \frac{2\chi}{L} = \frac{4\varphi h}{L}$.

На фиг. 153а (вкладной лист) изображена зависимость K'' от $\frac{C}{\mu G} = \frac{2\chi}{L}$ при разных $\frac{4\varphi h}{L}$, откуда, учитывая формулу (40'), можно заключить, что сила тяги F_2 на забегающей гусенице с увеличением центробежной силы C уменьшается, а отрицательное значение F_1 на отстающей гусенице приближается к нулю и даже к положительному значению F_1 , т. е. машина при достаточно малом радиусе и большой скорости вращается без участия тормозов, иначе говоря, переходит в особый вид заноса.

Мощность N_0 , необходимая для преодоления внешних сопротивлений с учетом влияния центробежной силы, определится подстановкой

$$v_2 = v_0 \cdot \frac{2R}{2R - B} \quad \text{и} \quad v_1 = v_0 \cdot \frac{2(R - B)}{2R - B}$$

из формулы (1) и F_2 и F_1 из формулы (40) в общее выражение $N_0 = \frac{1}{270\eta} \cdot (F_2 v_2 + F_1 v_1)$ по формуле (2):

$$N_0 = \frac{v_0}{270 \cdot \eta} \left[\frac{\varphi G}{2} \cdot \frac{2R + 2R - 2B}{2R - B} + \left(\varphi C \frac{h}{B} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'' \right) \frac{2R - 2R + 2B}{2R - B} \right]$$

или

$$N_0 = \frac{K_0 \cdot G \cdot v_0}{270 \cdot \eta}, \quad (42)$$

где

$$K_0 = \varphi + \frac{\mu L}{2(2R - B)} \left[1 - \left(\frac{C}{\mu G}\right)^2 + \frac{4\varphi h}{L} \cdot \frac{C}{\mu G} \right];$$

или

$$K_0 = \varphi + \frac{\mu L}{2(2R - B)} \cdot K''. \quad (43)$$

Ввиду полного подобия формулы (42) с формулой потребной мощности двигателя при прямолинейном движении (см. тяговый расчет) будем называть K_0 по аналогии с φ_0 коэффициентом внешних сопротивлений повороту по средней скорости v_0 машины.

Формула (42) удобна для расчета при поворотном механизме с дифференциалом, когда средняя скорость машины при прямолинейном движении и при повороте остается постоянной. Для бортовых фрикционов постоянной скоростью остается v_2 ; чтобы в этом случае формула (42) сохраняла свой вид, коэффициент K_0 надо заменить на:

$$K_2 = \varphi \left(1 - \frac{B}{2R} \right) + \frac{\mu L}{4B} \cdot K''. \quad (44)$$

Условие поворотливости без торможения отстающей гусеницы получим из выражения (40'):

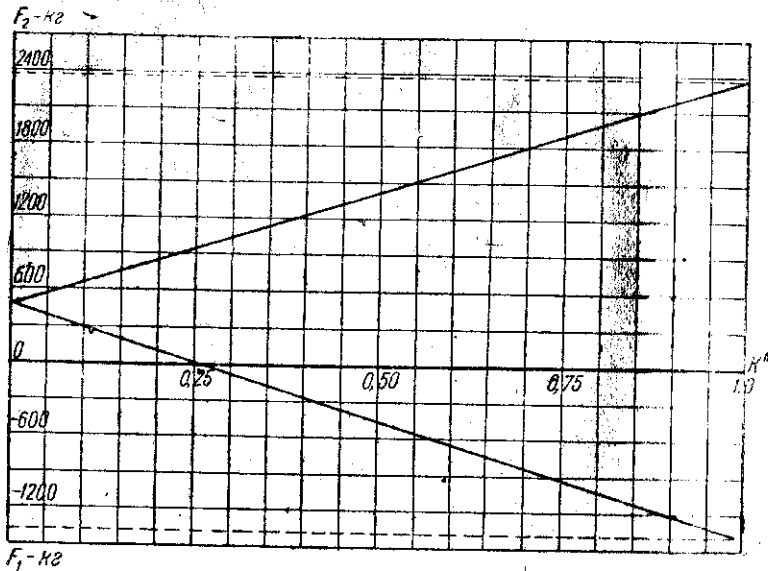
$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'' = 0;$$

решив его относительно $\frac{L}{B}$ аналогично формуле (22'),

$$\frac{L}{B} \cong \frac{2\varphi}{\mu K''} \quad (45)$$

Из сравнения с условием (22'), где $\frac{L}{B} \cong \frac{2\varphi}{\mu}$ видно, что при учете центробежной силы при одинаковых $\frac{L}{B}$ поворот без участия тормоза наступит раньше, чем без нее, и для того, чтобы такой поворот происходил, необходимо, чтобы:

$$K'' \cong \frac{2 \cdot \varphi \cdot B}{\mu L}$$



Фиг. 154. Диаграмма изменения сил тяги в зависимости от поправочного коэффициента.

На фиг. 154 представлена диаграмма изменения сил тяги F_2 и F_1 в зависимости от коэффициента K'' . Как видно из диаграммы, построенной для частного случая, при значениях $G = 10\,000$ кг; $\varphi = 0,1$; $\mu = 0,5$; $L = 3$ м; $h = 1$ м сила тяги на забегающей гусенице при $K'' = 1$ равна $F_2 = 2370$ кг, что соответствует повороту при $\chi = 0$, т. е. когда боковая (центробежная) сила отсутствует или мала, и смещение центра поворота, вызываемое ею, практически мало.

По мере уменьшения коэффициента K'' , что соответствует увеличению смещения центра поворота и, следовательно, увеличению центробежной силы, сила тяги уменьшается, и в пределе, когда $K'' = 0$, сила тяги F_2 равна силе тяги, необходимой для прямолинейного движения, т. е.

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} = 500 \text{ кг.}$$

Однако, как увидим ниже, она практически не может достичь этого предела. Сила тяги на отстающей гусенице с уменьшением K'' от 1 до 0 увеличивается от $F_1 = -1370$ кг до $F_1 = 500$ кг. Заметим, что сила тяги $F_1 = 0$ при $K'' \cong 0,33$ (в данном частном случае), что соответствует повороту без тормоза. Пользуясь диаграммой (фиг. 153), определим, какому значению χ соответствует этот момент.

Для этого, определив $\alpha = \frac{4\varphi h}{L} = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 1}{3} = 0,13$, отыскиваем на вертикальной шкале $K'' = 0,33$ и далее по горизонтали перемещаемся до кривой, соответствующей $\alpha = 0,1$.

Опуская из найденной таким образом точки на горизонтальной (обозначенной на номограмме пунктиром) перпендикуляр на нижнюю шкалу, получаем $\frac{2\chi}{L} = \frac{C}{\mu G} \cong 0,88$.

Отсюда находим, что поворот без тормоза отстающей гусеницы возможен при

$$\chi = \frac{0,88}{2} \cdot L = 1,32 \text{ м}$$

или при центробежной силе $C = 0,88 \mu G = 0,88 \cdot 0,5 \cdot 10\,000 = 4400$ кг.

Однако такая центробежная сила требует достаточно большого запаса мощности для создания скорости, обеспечивающей возможность ее появления, и должна быть обеспечена надлежащим сцеплением.

Определим условие сцепления забегающей гусеницы с грунтом при наличии боковой силы, приложенной к центру тяжести машины.

На гусеницу действуют: сила тяги F_2 , которая должна быть обеспечена силой сцепления, нормальное давление Q_2 , увеличенное за счет разгрузки отстающей гусеницы, и боковые силы сцепления, уравновешивающие машину от скольжения.

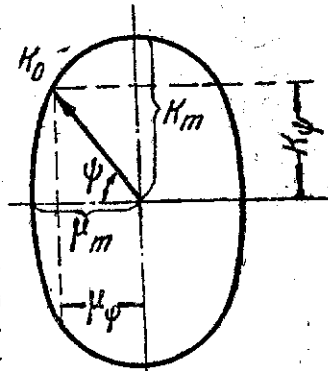
Если принять наиболее вероятный случай, что коэффициент сцепления k_0 в зависимости от направления изменяется последовательно от μ_m до k_m по закону эллипса (фиг. 155), то при направлении под углом ψ к поперечной оси он определится из выражения:

$$k_0 = \frac{k_m}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_m^2}{\mu_m^2} - 1\right) \cos^2 \psi}} = \frac{\mu_m}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu_m^2}{k_m^2} - 1\right) \cdot \sin^2 \psi}} \quad (46)$$

а предельные коэффициенты в поперечном и продольном направлении уменьшатся, влияя друг на друга, до

$$\left. \begin{aligned} \mu_\psi &= k_0 \cdot \cos \psi, \\ k_\psi &= k_0 \cdot \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (46')$$

Это положение экспериментом не проверено, но справедливость его подтверждается тем фактом, что с увеличением нагрузки трактора на



Фиг. 155. Эллипс изменения коэффициента сцепления по направлению действия сил.

крене при боковом крене машина сползает в сторону крена, что может быть объяснено только уменьшением коэффициента бокового сдвига μ_m .

Если принять это положение, то и проверку скольжения машины в поперечном направлении при наличии силы тяги на гусеницах следует производить по коэффициенту μ_ψ , определяя угол ψ из:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{F}{\alpha \cdot C}. \quad (47)$$

Аналогично буксование машины при наличии боковой силы C определяется по коэффициенту k_ψ .

Применяя данный вывод к условию поворотливости по сцеплению, получим:

$$F_2 < k_\psi \cdot Q_2. \quad (48)$$

Принимая условно (ввиду статической неопределенности вопроса), что сопротивление боковому сдвигу отстающей и забегающей гусениц пропорционально нагрузкам на них, определим угол ψ из условия:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{F_2}{\alpha \cdot C}. \quad (49)$$

и, подставляя в формулу (45), определим k_0 и далее k_ψ , который и должен по формуле (21) определить предельные размеры L и B .

7. Зависимость сил тяги F_1 и F_2 от радиуса поворота. Начальный радиус поворота по центробежной силе

В первом приближенном предположении, справедливом для малых скоростей поворота, мы утверждали, что момент сопротивления повороту, а следовательно, и силы тяги на забегающей и отстающей гусеницах не зависят от радиуса поворота. Рассмотрим теперь отклонения от этого положения.

В предыдущем параграфе было выявлено влияние центробежной силы на момент сопротивления повороту и силы тяги F_1 и F_2 . При этом была определена зависимость поправочного коэффициента K'' от центробежной силы C или от смещения центра поворота χ , вызываемого ею. В коэффициенте K'' учтено не только изменение момента сопротивления, но и изменение сопротивления поступательному движению.

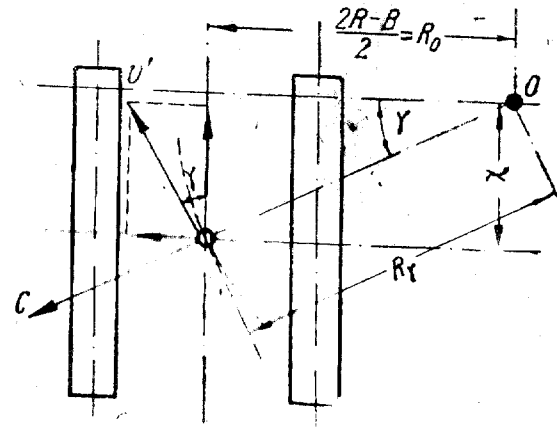
Рассмотрим сначала общий характер изменения сил тяги F_1 и F_2 , при постоянной скорости в зависимости от отношения $\frac{R}{B}$, затем перейдем к заносу и устойчивости, после чего дадим метод быстрого определения численных величин сил тяги в зависимости от различных факторов.

При выводе формулы (40') нами сделано допущение, что $\gamma = 0$ и $R_T = \frac{2R-B}{2}$ (фиг. 156), вполне справедливое для малых скоростей и больших радиусов поворота, т. е. для малых величин χ смещения центра поворота. Приводим ниже уточненное исследование влияния центробежной силы на величины сил тяги.

Замечаем, что появившаяся от разложения центробежной силы на поперечное и продольное направления составляющая

$$C \sin \gamma = C \frac{\chi}{R_T}$$

(см. фиг. 156), разлагаясь на две параллельные силы, увеличит необходимые силы тяги F_1 и F_2 .



Фиг. 156. Схема изменения направления центробежной силы на повороте при смещении центра поворота.

Развернув выражение (40'), можем написать:

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \varphi \cdot C \cdot \frac{2R-B}{2R_T} \cdot \frac{h}{B} + \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] + C \cdot \frac{\chi}{2R_T}; \quad (a)$$

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \varphi \cdot C \cdot \frac{2R-B}{2R_T} \cdot \frac{h}{B} - \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] + C \cdot \frac{\chi}{2R_T}; \quad (b)$$

где, как и ранее,

$$R_T = \frac{1}{2} \sqrt{(2\chi)^2 + (2R-B)^2}.$$

Аналогично предыдущему, взяв сумму проекций всех сил на ось YY (перпендикулярную к продольной оси машины), получим:

$$\frac{C \cdot \cos \gamma}{\mu G} = C \cdot \frac{2R-B}{2R_T \cdot \mu G} = \frac{2\chi}{L}. \quad (c)$$

Подставив это соотношение в выражения (a) и (b), получим:

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \varphi \cdot \frac{2\chi}{L} \cdot \frac{\mu GL}{B} - \frac{\mu G \cdot L}{4B} \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 + \frac{2\chi}{L} \cdot \frac{\mu G}{(2R-B)}$$

или

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \cdot \frac{2B}{2R-B} + \frac{2\chi}{L} \cdot \frac{4\varphi h}{L} \right]. \quad (d)$$

Аналогично для силы тяги F_1 получим:

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2 \cdot \frac{2B}{2R-B} + \frac{2\chi}{L} \cdot \frac{4\varphi h}{L} \right]. \quad (e)$$

Учтя соотношения (41'), можем последние выражения представить в виде:

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'' + \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2 \cdot \frac{\mu \cdot GL}{2(2R-B)}; \quad (f)$$

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'' + \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2 \cdot \frac{\mu GL}{2(2R-B)}. \quad (g)$$

Для более наглядного представления о влиянии скорости и радиуса поворота на величины сил тяги выражения (f) и (g) могут быть представлены в другом виде. Для этого, замечая, что

$$\frac{2\chi}{L} = \frac{C \cos \gamma}{\mu G} = \frac{G v^2}{g R_T} \cdot \frac{2R-B}{2R_T \cdot \mu G}, \quad (h)$$

где v — окружная скорость \perp радиусу R_T (фиг. 156), принимая, как и ранее, постоянной поступательную скорость середины машины v , из условия равенства угловых скоростей любой точки машины при повороте можем написать

$$v = \frac{v}{\cos \gamma} = \frac{2 \cdot v \cdot R_T}{2R-B};$$

подставив это соотношение в (h),

$$\frac{2\chi}{L} = \frac{G \cdot 4 \cdot v^2 \cdot R_T^2 \cdot (2R-B)}{(2R-B)^2 R_T \cdot 2 R_T \cdot \mu G} = \frac{v^2 \cdot 2}{\mu \cdot g \cdot (2R-B)} = \frac{v^2}{\mu g R_0}. \quad (k)$$

Подставив последнее соотношение в формулу (41'), получим:

$$K'' = 1 - \left(\frac{v^2}{\mu g R_0}\right)^2 + \frac{4\varphi h}{L} \cdot \frac{v^2}{\mu g R_0} \quad (49)$$

и для сил тяги F_1 и F_2 выражения из (f) и (g) будут:

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'' + \left(\frac{v^2}{\mu g R_0}\right)^2 \cdot \frac{\mu GL}{4R_0}; \quad (l)$$

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot K'' + \left(\frac{v^2}{\mu g R_0}\right)^2 \cdot \frac{\mu GL}{4R_0}. \quad (m)$$

Обозначив для краткости

$$\frac{v^2}{\mu g R_0} = \beta$$

$$\frac{4\varphi h}{L} = \alpha,$$

напишем:

$$K'' = 1 - \beta^2 + \alpha\beta = 1 - \beta(\beta - \alpha); \quad (50)$$

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot [1 - \beta(\beta - \alpha)] + \beta^2 \cdot \frac{\mu GL}{4R_0};$$

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot [1 - \beta(\beta - \alpha)] + \beta^2 \cdot \frac{\mu GL}{4R_0}. \quad (51)$$

Сравнение результатов, полученных по уточненным и приближенным формулам для средних условий $G = 10\,000$ кг; $v = 18$ км/час $= 5$ м/сек; $L = 3$ м; $B = 2$ м; $\mu = 0,5$; $\varphi = 0,1$; $h = 0,8$ м приведено в таблице.

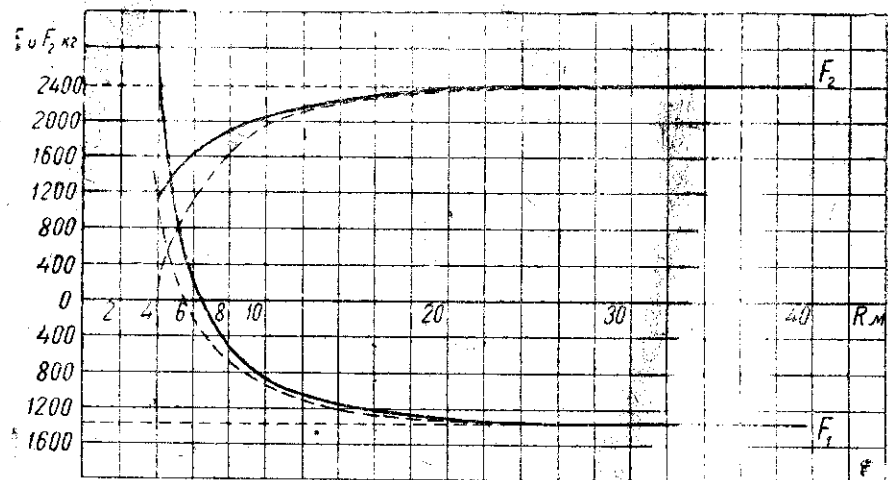
Расчетная формула (вспомогательная)	$R_{0\mu}$								
	4	6	10	14	18	22	30	40	
$\varphi G = \text{const} =$	500	500	500	500	500	500	500	500	
$\alpha = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,8}{3} =$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
$\beta = \frac{25}{0,5 \cdot 9,81 R_0} = \frac{5,1}{R_0}$	1,27	0,85	0,51	0,36	0,28	0,23	0,17	0,12	
$\beta(\beta - \alpha) =$	1,483	0,635	0,210	0,094	0,050	0,030	0,012	0,002	
$K'' = 1 - \beta(\beta - \alpha) =$	0,483	0,365	0,790	0,906	0,950	0,970	0,988	0,998	
$\frac{\mu GL}{4 \cdot B} \cdot K'' = 1875 \cdot K'' =$	900	685	1480	1710	1780	1820	1850	1870	
$\frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot R_0} \cdot \beta^2 =$	1510	450	97	34	16	9	3,6	1,3	
Точные	$F_2, \text{ кг} =$	1010	1635	2080	2240	2300	2330	2355	2370
	$F_1, \text{ кг} =$	2900	265	-883	-1175	-1265	-1310	-1346	-1370
Приближенные	$F_2, \text{ кг} =$	400	1185	1980	2210	2280	2320	2350	2370
	$F_1, \text{ кг} =$	1400	-185	-980	1210	-1280	-1320	-1350	-1370

Без учета центробежной силы на всех радиусах $F_2 = 2375$ кг, $F_1 = -1375$ кг. Как видно из таблицы и кривых (фиг. 157), построенных для этого случая, значительное отклонение приближенных подсчетов имеет место только при малых радиусах поворота. Практически эта неточность в обычных расчетах вполне допустима. Поэтому в дальнейших расчетах будем пользоваться приближенными формулами там, где это не оказывает существенного влияния на выводы.

Из формулы (51) видно, что центробежная сила не оказывает влияния на силы тяги при $\frac{2\chi}{L} = \frac{4\varphi h}{L}$ и $K'' = 1$ (т. е. если $\beta = \alpha$), а подсчеты показывают, что при этом и третий член ничтожно мал. Решив относительно радиуса поворота последнее условие, получим:

$$\alpha = \beta = \frac{4\varphi h}{L} = \frac{v^2}{\mu g R_0}; \quad R_0' = \frac{v^2}{\mu g \alpha}, \quad (52)$$

где R_0' — начальный радиус поворота по центробежной силе. Величина R_0' зависит от скорости и условий движения машины (μ и φ) и конструктивных данных машины, т. е. отношения $\frac{h}{L}$ высоты центра тяжести и длины опорной поверхности.



Фиг. 157. Диаграмма изменения сил тяги в зависимости от радиуса поворота.

Кроме начального радиуса поворота, характерными являются критические или минимальные радиусы поворота по условиям заноса машины и по условиям боковой устойчивости, которые рассмотрены в главе об устойчивости.

Величины минимальных радиусов поворота по заносу машины определяются в задаче 2 (в конце настоящей главы), а также в следующей главе в связи с механизмами поворота.

Для определения R_0' по заданным φ , μ , L , h и скорости центра тяжести v_0 по формуле (52) и определения поправочного коэффициента K'' по формуле (49), в зависимости от тех же факторов и радиуса поворота, служат номограммы фиг. 153в и с. Способ пользования ими показан пунктиром на самих номограммах.

По номограмме фиг. 153в можно также определять в зависимости от перечисленных факторов радиус поворота, при котором происходит полный занос ($\frac{2\chi}{L} = 1$) или скорость при заданном радиусе поворота и заданном ($\frac{2\chi}{L}$) — смещении центра поворота.

8. Смещение центра поворота под влиянием смещения центра давления.

Выше было указано, что продольные силы, приложенные к машине, раскладываются на две параллельные составляющие и добавляются к силам сопротивления движению. Если они расположены выше плоскости грунта, то изменяют еще и величину момента сопротивления повороту за счет смещения центра давления; это и учитывалось в формулах (23) и (24) § 3 поправочным коэффициентом K . Определим величину этого коэффициента в зависимости от величины смещения центра давления x .

Метод определения величины x смещения центра давления был дан в разделе об устойчивости машины. Напомним лишь его выражение в общем виде.

Если к машине приложено n сил P_i , направленных параллельно, и m сил Q_i — перпендикулярно плоскости движения и ту или другую сторону, и если соответственно их расстоянию от поперечной оси, проходящей через проекцию центра тяжести на опорную поверхность, соответственно равны h_i и a_i , то смещение центра давления x , как известно, определится из равенства нулю суммы моментов относительно указанной оси:

$$x = \frac{\sum P_i h_i - \sum Q_i a_i}{\sum Q_i}$$

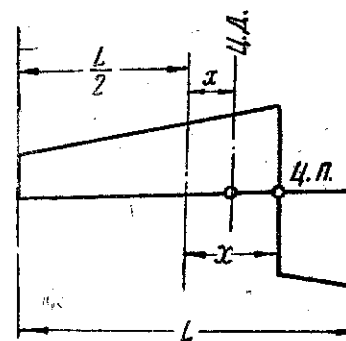
При смещенном, относительно середины, центре давления центр поворота, т. е. точка опорной поверхности, в которой элементарные боковые силы меняют знак, сместится на величину x от середины гусеницы, и эпюра боковых элементарных сил, действующих на опорную поверхность, примет вид, изображенный на фиг. 158.

Определим величину момента сопротивления повороту (для обеих гусениц сразу) в этом случае методом интегрирования моментов элементарных боковых сил относительно центра поворота¹. Для простоты интегрирования эпюру боковых сил, представленную на фиг. 158, заменим эпюрой нормальных сил, т. е. трапецией фиг. 159, так как боковые силы пропорциональны нормальным, и их закон изменения по длине таков же, как и для нормальных сил; разницу же в знаках по обе стороны от центра поворота учтем пределами интегрирования.

Момент сопротивления повороту равен:

$$M_c = \int_0^{\chi + \frac{L}{2}} \mu g \cdot z dz + \int_0^{\chi - \frac{L}{2}} \mu g \cdot z dz, \quad (53)$$

¹ Т. Э., т. 23, „Трактор“, статья М. К. Кристи.



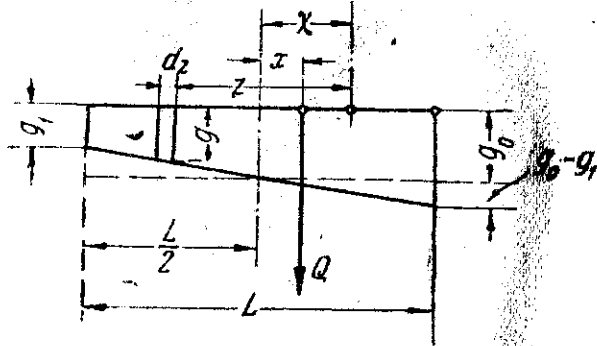
Фиг. 158. Эпюра боковых реакций при смещении центра давления.

где μ — коэффициент поперечного сцепления,
 g — давление на единицу длины опорной поверхности в любой точке эпюры.

Заменим g — давление в любой точке поверхности через известные параметры g_0 , x и z (считая пока z величиной известной), $g_0 = \frac{G}{L}$ — удельное давление при равномерно распределенном давлении.

Замечая, что $\frac{2(g_0 - g_1)}{L}$ есть тангенс угла наклона стороны трапеции, и что в любой точке с абсциссой z разность ординат

$$a = g - g_1 = \frac{2(g_0 - g_1)}{L} \left(\frac{L}{2} + \chi - z \right), \quad (a)$$



Фиг. 159. Эпюра нормальных реакций при смещении центра давления.

получим выражение для любого давления g (в пределах эпюры); после подстановки a

$$g = g_1 + a = g_1 + \frac{(g_0 - g_1)2L}{L \cdot 2} + \frac{2(g_0 - g_1)\chi}{L} - \frac{2(g_0 - g_1)z}{L}$$

Окончательно получаем, приведя подобные и вынося за скобку g_0 :

$$g = g_0 \left[1 + \frac{2\chi}{L} \left(1 - \frac{g_1}{g_0} \right) - \frac{2z}{L} \left(1 - \frac{g_1}{g_0} \right) \right]. \quad (54)$$

Выразим отношение $\frac{g_1}{g_0}$ через смещение центра давления, исходя из того, что абсцисса центра давления является абсциссой центра тяжести эпюры. Разбив предварительно эпюру на прямоугольник с высотой g_1 и основанием L и прямоугольный треугольник с основанием $2(g_0 - g_1)$ и высотой L , из условия равенства статических моментов этих площадей к статическому моменту всей площади трапеции можем написать:

$$\frac{g_1 L^2}{2} + (g_0 - g_1) \frac{L^2}{3} = g_0 L \cdot \left(\frac{L}{2} - x \right). \quad (55)$$

Решая уравнение (55) относительно $\frac{g_1}{g_0}$, получим:

$$\frac{g_1}{g_0} = 1 - \frac{6x}{L}. \quad (56)$$

Подставив найденное отношение в выражение (54), получим удельное давление (ординату g) в любой точке эпюры по длине и зависимости от x , z и g_0 :

$$g = g_0 \left(1 - \frac{12xz}{L^2} + \frac{12x\chi}{L^2} \right). \quad (57)$$

После подстановки последнего выражения в выражение (53) и интегрирования в указанных пределах получим для момента сопротивления повороту выражение (для обеих гусениц):

$$M_c = \frac{\mu GL}{4B} \left\{ \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] \left(1 + \frac{4\chi x}{L^2} \right) - \frac{16\chi x}{L^2} \right\}. \quad (58)$$

Отсюда поправочный коэффициент K будет:

$$K = \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] \left(1 + \frac{4\chi x}{L^2} \right) - \frac{16\chi x}{L^2}. \quad (59)$$

Эта формула (59) справедлива лишь в пределах $\frac{2\chi}{L} = 0 \div \frac{1}{3}$, пока сцепление с грунтом происходит по всей опорной поверхности гусениц.

Смещение центра поворота x определяется из условия равенства нулю проекции всех внешних сил на поперечную ось:

$$\int_0^{\frac{x+\frac{L}{2}}{2}} \mu g dz + \int_0^{\frac{L}{2}} \mu g dz + \sum_{i=1}^i (\pm P_{yi}) = 0, \quad (60)$$

где $\sum_{i=1}^i (\pm P_{yi})$ — есть сумма боковых внешних сил (или сумма проекции на ось всех внешних сил), кроме боковых сил сцепления, сумма которых выражена двумя интегралами.

Подставив в выражение суммы боковых сил значение g из уравнения (57) и проинтегрировав, получим:

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{2\chi}{L} - \frac{2x}{L} \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] = \frac{2}{3\mu G} \sum_{i=1}^i (\pm P_{yi}). \quad (61)$$

Рассмотрим характерные значения K для нескольких случаев.

1-й случай. Если смещение центра давления $x = 0$, что соответствует равномерно распределенному давлению, то из выражения (59)

$$K = 1 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2, \quad (62)$$

где величина $\frac{2\chi}{L}$ из уравнения (61) будет:

$$\frac{2\chi}{L} = \frac{\sum_{i=1}^i (\pm P_{yi})}{\mu G}. \quad (63)$$

Например, при наличии центробежной силы C и составляющей от бокового крена на сторону забегающей гусеницы $\sum_{i=1}^i P_{yi} = C + G \sin \delta$,

угол бокового крена. В этом случае для выражения сил тяги F_1 и F_2 можно пользоваться формулами (40) и (40') и значениями поправочного коэффициента K'' , который учитывает не только изменение величины момента сопротивления повороту, но и изменение сопротивления поступательному движению за счет перераспределения веса машины между гусеницами под влиянием боковых сил. Здесь следует лишь перечисленных формулах при определении величины χ подставить

вместо C величину $\sum_{i=1}^i P_{yi}'$ — суммы проекции боковых сил.

2-й случай. Если $\sum P_{yi} = 0$, т. е. боковые силы, действующие на машину, отсутствуют и, следовательно, смещение центра поворота происходит только за счет смещения центра давления x , то, решая уравнение (61) и приравняв правую часть нулю, можем привести его к виду:

$$12x\chi^2 + 2L^2\chi - 3L^2x = 0. \quad (64)$$

То же уравнение получится, если приравнять площадь элюры с одной стороны от центра поворота половине полной площади всей элюры нагрузок, т. е.

$$g_1 \cdot \left(\frac{L}{2} + \chi\right) + \frac{2(g_0 - g_1)}{L} \cdot \frac{\left(\frac{L}{2} + \chi\right)^2}{2} = g_0 \frac{L}{2}. \quad (65)$$

Приведя алгебраические преобразования и учтя выражение (56), получим уравнение (64), решив которое относительно χ , определим смещение центра поворота, вызываемое смещением центра давления, а, подставив его в выражение (59), определим поправочный коэффициент K момента сопротивления повороту.

3-й случай. Если центр поворота совпадает с центром давления, т. е. $\chi = x$, то поправочный коэффициент K по формуле (59) будет равен:

$$K = \left[1 - \left(\frac{2x}{L}\right)^2\right]^2, \quad (66)$$

уравнение (61) примет вид:

$$\left(\frac{2x}{L}\right)^3 - \frac{1}{3}\left(\frac{2x}{L}\right) = \frac{2}{3\mu G} \sum_{i=1}^i (\pm P_{yi}). \quad (67)$$

Решая его, получим условие, при котором центр поворота совпадает с центром давления.

4-й случай. Если отсутствуют боковые силы, смещающие центр поворота, и отсутствуют продольные силы, вызывающие смещение центра давления, т. е. если $\chi = x = 0$, то

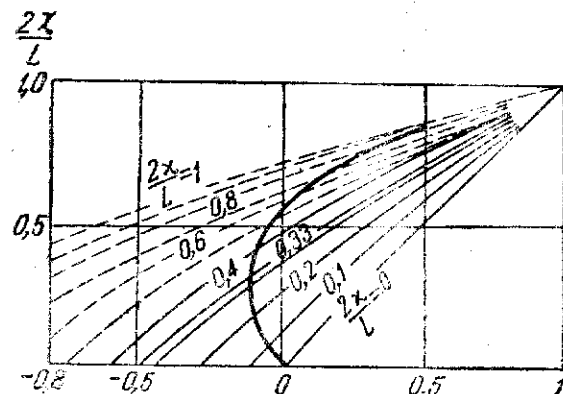
$$K = 1 \text{ [см. формулу (59)].}$$

5-й случай — самый общий, когда $x \neq 0$ и $\chi \neq 0$, значение K по формуле (59).

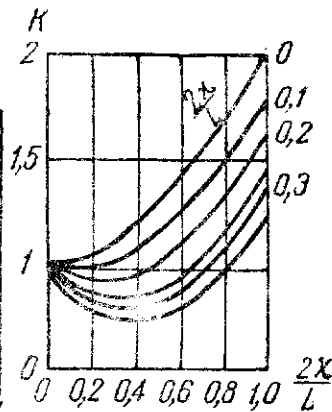
Для определения поправочного коэффициента K в случаях сложных, когда имеют место и смещение центра давления, и смещение центра

поворота, т. е. когда $\chi \neq 0$; $x \neq 0$ и $\chi \neq x$, удобно пользоваться для определения коэффициента K номограммами на фиг. 160 и 161, представляющими собой графическое решение приведенных выше уравнений.

Порядок пользования номограммами следующий. Сначала по способу, ранее изложенному, определяют смещение центра давления x и величину $\frac{2x}{L}$. Затем по номограмме фиг. 156 определяют величину $\frac{2\chi}{L}$ в зависимости от величины отношения $\frac{\sum P_{yi}}{\mu G}$, отложенного по оси абсцисс и от $\frac{2x}{L}$, и по фиг. 161 коэффициент K в зависимости от $\frac{2x}{L}$ и $\frac{2\chi}{L}$.



Фиг. 160. Номограмма для решения уравнений поворота $\frac{2\chi}{L}$ в зависимости от $\frac{2x}{L}$.



Фиг. 161. Номограмма для определения поправочного коэффициента K в зависимости от $\frac{2x}{L}$ и $\frac{2\chi}{L}$.

Здесь следует иметь в виду, что коэффициент K в отличие от коэффициента K'' не учитывает изменения первого члена в выражениях сил тяги F_1 и F_2 , т. е. не учитывает вызываемого наличием боковых сил изменения сопротивлений поступательному движению гусеницы.

Точно так же в коэффициент K не входят в отличие от коэффициента K'' слагаемые от продольных сил и слагаемые от боковых сил вроде последнего члена в формулах (33) и (34).

Поэтому, получив численное значение коэффициента K , следует в каждом частном случае применить общий описанный ранее прием для определения сил тяги F_1 и F_2 , а именно — взять сумму моментов всех действующих сил и приравнять их нулю сначала относительно центра поворота одной гусеницы, затем другой гусеницы и решить полученные уравнения относительно F_1 и F_2 .

Мощность, необходимая для преодоления внешних сопротивлений во всех случаях, как и ранее, определяется по формуле (2). Мощность же двигателя, необходимая для преодоления всех сопротивлений повороту как внешних, так и внутренних (потери в механизме поворота), определяется методом, изложенным в разделе „Механизмы поворота“ ч. II.

9. Влияние инерционного момента сопротивления повороту

Выше уже указывалось, что, кроме сопротивления повороту от грунта и силы тяги на крюке, имеют место инерционные сопротивления повороту. В самом деле, с началом поворота гусеничная машина начинает совершать сложное движение по кривой некоторого радиуса, т. е. два движения: движение переносное — поступательное и относительное — вращательное. Следовательно, вся масса машины должна получить некоторое угловое ускорение по вращательному движению и преодолеть инерционный момент сопротивления повороту:

$$M_j = J_z \cdot \varepsilon, \quad (68)$$

где ε — есть угловое ускорение, равное

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}. \quad (69)$$

J_z — момент инерции всего танка относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести.

В общем виде для машин, имеющих бортовые фрикционы, угловая скорость выражается формулой:

$$\omega = \frac{v}{R - \frac{B}{2}} = \frac{v_2}{R}, \quad (70)$$

где v_2 — скорость забегающей гусеницы,

R — радиус поворота по забегающей гусенице и угловое ускорение

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\left(\frac{v_2}{R}\right)}{dt}. \quad (71)$$

Считая неизменным в течение поворота число оборотов двигателя, а следовательно, и скорость забегающей гусеницы v_2 , будем иметь:

$$\varepsilon = -\frac{v_2}{R^2} \cdot \frac{dR}{dt}. \quad (72)$$

Момент инерции гусеничной машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, в общем случае, равен:

$$J_z = \int_1^m r_i^2 dm_i, \quad (73)$$

где dm_i — элемент массы машины и r_i — ее расстояние до оси z .

Следовательно, инерционный момент для машины с бортовыми фрикционами равен выражению вида:

$$M_j = \frac{v_2}{R^2} \frac{dR}{dt} \int_1^m r_i^2 dm_i. \quad (74)$$

Для машин с дифференциальным механизмом поворота угловая скорость

$$\omega = \frac{v}{R - \frac{B}{2}} = \frac{2v}{2R - B}, \quad (75)$$

где при неизменном числе оборотов двигателя постоянной во время поворота остается v — скорость центра тяжести.

Следовательно, угловое ускорение

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\left(\frac{2v}{2R - B}\right)}{dt}, \quad (76)$$

или после дифференцирования

$$\varepsilon = -\frac{4v}{(2R - B)^2} \cdot \frac{dR}{dt}, \quad (77)$$

и инерционный момент поворота

$$M_j = \frac{4v}{(2R - B)^2} \cdot \frac{dR}{dt} \cdot \int_1^m r_i^2 dm_i. \quad (78)$$

Знак минус опускаем, так как известно, что момент будет направлен в сторону, обратную направлению углового ускорения, т. е. в начале поворота — в ту же сторону, что и момент сопротивления повороту, а при переходе — на прямолинейное движение при выравнивании — в противоположную.

Инерционная мощность N_j , необходимая для сообщения углового ускорения ε при скорости ω , выражается формулой

$$N_j = M_j \omega = J_z \cdot \varepsilon \cdot \omega. \quad (79)$$

Однако практическое пользование всеми этими формулами весьма затруднительно по многим причинам:

1. Нет экспериментально проверенного метода определения момента инерции танка или трактора относительно вертикальной оси.

2. Неизвестен закон изменения углового ускорения, зависящего и от состояния грунта, и от вращающихся масс трансмиссии, от индивидуальных качеств водителя и др.

С появлением быстроходных и сверхбыстроходных гусеничных машин изучение этого вопроса становится весьма актуальным, так как допускаемые пока неопределенности в явлениях поворота в дальнейшем могут оказаться решающими в вопросах управления машиной. Этот вопрос уже сейчас требует тщательного исследования.

10. Примерные задачи

Задача 1. Определить мощность N_0 внешних сопротивлений повороту в начальный момент для танка весом $G = 10\,000$ кг, движущегося со скоростью $v = 10$ км/час, по сухой целине с боковым креном $\delta = 20^\circ$, при повороте в гору (схема сил в плане фиг. 162). Размеры танка: $L = 2,5$ м; $B = 2$ м и $h = 0,8$ м. Условия грунта: $\varphi = 0,07$; $\mu = 0,5$ и $k = 0,6$.

Для мощности внешних сопротивлений при повороте имеем формулу (2):

$$N_0 = \frac{F_1 v_1 + F_2 v_2}{270\eta}. \quad (2)$$

Скорости v_1 и v_2 в начальный момент поворота при $R = \infty$ равны скорости прямолинейного движения:

$$v_1 = v_2 = 10 \text{ км/час, тогда } N_0 = \frac{(F_2 + F_1)v}{270\eta}.$$

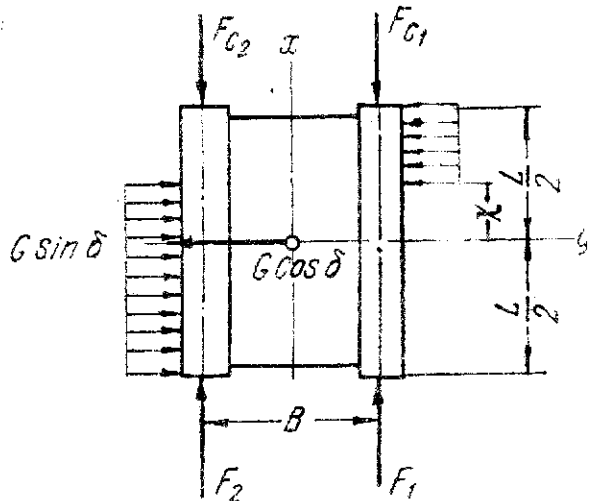
Складывая формулы (33) и (34), примененные к случаю бокового крена, получим:

$$F_2 + F_1 = \varphi G \cos \delta$$

$$N_0 = \frac{\varphi \cdot \varphi \cdot G \cdot \cos \delta}{270 \eta};$$

и подставив цифры, получим:

$$N_0 = \frac{10 \cdot 0,07 \cdot 10\,000 \cdot 0,936}{270 \cdot 0,75} = 32,5 \text{ л. с.}$$



Фиг. 162. Схема сил, действующих на гусеничную машину при повороте с боковым креном.

Задача 2. Определить для танка предыдущей задачи мощность N_0 внешних сопротивлений при повороте на скорости в 30 км/час с предельным по заносу радиусом поворота на горизонтальном участке грунта с коэффициентами $\varphi = 0,07$; $\mu = 0,45$; $k = 0,7$. Механизм поворота — двойной дифференциал.

Мощность внешних сопротивлений определится из формулы:

$$N_0 = \frac{F_1 v_1 + F_2 v_2}{270 \eta}.$$

Определим входящие в нее величины. Силы тяги определяем аналогично предыдущей задаче, учитывая, что боковой силой здесь будет центробежная сила, величина которой $C = \frac{m \cdot v^2}{r}$ может с уменьшением радиуса достигнуть произвольно большой величины.

Напишем уравнения (40') сил тяги отстающей и забегающей гусениц:

$$F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu GL}{4B} \cdot K',$$

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu GL}{4B} \cdot K',$$

где поправочный коэффициент K' по формуле (41') равен:

$$K' = 1 - \left(\frac{C}{\mu G} \right)^2 + \frac{4\varphi h}{L} \cdot \frac{C}{\mu G} = 1 - \left(\frac{2\lambda}{L} \right)^2 + \frac{4\varphi h}{L} \cdot \frac{2\lambda}{L}.$$

Из условия заноса, т. е. смещения центра поворота за пределы боковой поверхности $\frac{2\lambda}{L} = 1$, определяем поправочный коэффициент:

$$K' = 1 - 1 + \frac{4\varphi h}{L} \cdot \frac{4 \cdot 0,07 \cdot 0,8}{2,5} = 0,224.$$

Силы тяги F_1 и F_2 получим после подстановки цифр:

$$F_1 = \frac{0,07 \cdot 10\,000}{2} - \frac{0,45 \cdot 10\,000 \cdot 2,5}{4 \cdot 2} \cdot 0,224 = 350 - 315 = 35 \text{ кг};$$

$$F_2 = 350 + 315 = 665 \text{ кг}.$$

Следовательно, занос машины произойдет без притормаживания гусениц, когда часть энергии двигателя направляется в сторону отстающей гусеницы. При бортовых фрикционных это соответствует неполному контакту дисков фрикциона отстающей гусеницы.

v_1 и v_2 зависят от предельного радиуса поворота.

Предельный по заносу радиус поворота определится из условия:

$$\frac{2\lambda}{L} = \frac{C}{\mu G} = 1.$$

Подставив значение центробежной силы и произведя сокращение, получим:

$$R_{0\text{min}} = \frac{v^2}{3,6^2 \cdot \mu g} \quad (e)$$

$R_{0\text{min}}$ — предельный радиус траектории центра тяжести машины. Радиус поворота забегающей гусеницы будет:

$$R_{\text{min}} = R_{0\text{min}} + \frac{B}{2} \quad (f)$$

Подставив численные значения, найдем:

$$R_{0\text{min}} = \frac{30^2}{3,6^2 \cdot 0,45 \cdot 9,81} = 15,75 \text{ м}$$

$$R_{\text{min}} = 15,75 + 1 \approx 17 \text{ м}.$$

Из плана скоростей гусениц при повороте находим:

$$v_2 = v \frac{2R}{2R - B} = 30 \frac{34}{34 - 2} = 31,9 \text{ км/час};$$

$$v_1 = v \frac{2(R - B)}{2R - B} = 30 \frac{30}{32} = 28,1 \text{ км/час}.$$

Мощность N_0 будет (при $\eta = 0,75$):

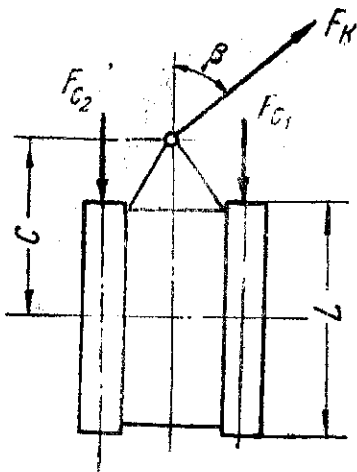
$$N_0 = \frac{35 \cdot 28,1 + 665 \cdot 31,9}{270 \cdot 0,75} = \frac{22\,182}{270 \cdot 0,75} \approx 110 \text{ л. с.}$$

Для прямолинейного движения на том же грунте и с той же скоростью потребовалась бы мощность

$$N_e = \frac{0,07 \cdot 10\,000 \cdot 30}{270 \cdot 0,75} = 103,7 \text{ л. с.}$$

Следовательно, при резком торможении с одновременным прибавлением газа (если мощность двигателя имеет достаточный запас для покрытия расхода на тормоз) на скорости в 30 км/час на данной машине и грунте произойдет полный занос при повороте с радиусом в 17 м.

Задача 3. При каком угле β танк предыдущей задачи начнет поворачиваться при буксировке трактором и какова при этом будет сила тяги F_k , необходимая для поворота (фиг. 163)? Оба тормоза танка опущены.



Фиг. 163. Схема сил, действующих на прицеп при повороте.

Для решения наведем все действующие силы и составим обычные уравнения статики. Разложив предварительно силу тяги F_k на две составляющих, получаем:

$$\frac{\sum P_y}{\mu G} = \frac{2\gamma}{L} = \frac{F_k \sin \beta}{\mu G};$$

$$\sum P_x = F_k \cos \beta = F_{G1} + F_{G2} = \varphi G.$$

Под влиянием момента от силы $F_k \sin \beta \cdot h$, где h — высота упругого крюка, происходит изменение нагрузок на забегающую и отстающую гусеницы, однако общее сопротивление $F_{G1} + F_{G2}$ не изменяется.

Пренебрегая влиянием перераспределения нагрузок на забегающую и отстающую гусеницы вследствие незначительной величины опрокидывающего момента от силы $F_k \sin \beta$ в сравнении с моментом устойчивости в боковом направлении, т. е. полагая $F_{G1} = F_{G2} = \frac{\varphi G}{2}$, получим:

$$F_k (c + \gamma) \cdot \sin \beta = \frac{\mu \cdot GL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right].$$

Решая полученные уравнения равновесия совместно, имеем:

$$\frac{2\gamma}{L} = \frac{\varphi \cdot F_k \cdot \sin \beta}{\mu F_k \cdot \cos \beta} = \frac{\varphi}{\mu} \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

$$(c + \gamma) \operatorname{tg} \beta = \frac{\mu L}{4\varphi} \cdot \left[1 + \left(\frac{2\gamma}{L} \right)^2 \right];$$

$$c \operatorname{tg} \beta + \frac{\varphi L}{2\mu} \cdot \operatorname{tg}^2 \beta = \frac{\mu L}{4\varphi} + \frac{\varphi L}{4\mu} \operatorname{tg}^2 \beta;$$

$$\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{4\mu c}{\varphi L} \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{\mu^2}{\varphi^2} = 0.$$

Подставляя цифровые величины, получаем:

$$\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{4 \cdot 0,45 \cdot 2,25}{0,07 \cdot 2,5} \cdot \operatorname{tg} \beta - \left(\frac{0,45}{0,07} \right)^2 = 0;$$

$$\operatorname{tg}^2 \beta + 23,2 \operatorname{tg} \beta - 41,3 = 0;$$

$$\operatorname{tg} \beta = 1,66; \quad \beta \approx 59^\circ.$$

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

Глава I

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ
К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

По способу осуществления поворота все механизмы поворота можно разделить на две основные группы:

- 1) механизмы поворота, не изменяющие средней скорости машины при повороте, и
- 2) механизмы поворота, понижающие среднюю скорость.

Механизмы первой группы могут быть названы дифференциальными механизмами поворота, так как поворот с их помощью сопровождается не только уменьшением скорости отстающей гусеницы, но и увеличением скорости забегающей.

При механизмах второй группы поворот машины сопровождается лишь уменьшением скорости отстающей гусеницы, при неизменной скорости забегающей, и как следствие этого, сопровождается снижением средней скорости движения.

Первая группа механизмов по конструкции подразделяется на две следующие подгруппы:

1. Простые дифференциалы — с тормозами на полуосях, ничем не отличающиеся от автомобильных (конические и цилиндрические).

2. Двойные дифференциалы — конические (трактор Линке-Гофман), цилиндрические (Клетрак) и червячные (Ганомаг).

Во второй группе механизмов поворота по конструкции различают следующие две подгруппы:

1. Фрикционные механизмы поворота или бортовые фрикционы с тормозами.

2. Планетарные механизмы поворота с одной или двумя ступенями скорости и тормозами.

Идеальный механизм поворота должен удовлетворить следующим основным требованиям:

1. Плавно изменять радиус поворота машины от бесконечности до $0,5B$, т. е. до поворота около центра опорной поверхности.

2. Изменение радиуса поворота должно быть пропорционально степени воздействия водителя на механизм, т. е. пропорционально либо силе водителя на рычаге управления, либо (что более желательно) перемещению рычага.

3. Механизм поворота должен обслуживаться с минимальным усилием со стороны водителя.

4. При повороте механизм должен затрачивать лишь незначительную часть передаваемой им мощности на внутренние вредные потери.

5. Механизм должен гарантировать от произвольных поворотов машины под действием внешних сил, приложенных к машине.

6. Механизм поворота должен быть прост по конструкции, иметь малые габариты, вес и стоимость изготовления, быть надежным в действии и удобным в эксплуатации.

Из всех перечисленных поворотных механизмов бортовые фрикционы имеют наибольшее применение. Главной причиной этого является устойчивость направления движения на прямолинейных участках.

Простые дифференциалы применяются лишь при переделке гусеничных машин из колесных и могут быть применены в колесно-гусеничных машинах, в трансмиссиях колесного хода.

Двойные дифференциалы применяются тогда, когда особенно ценна экономия в мощности двигателя, например, в тракторах.

Планетарные механизмы поворота имеют применение при большом тоннаже машины и большой мощности двигателя.

В задачу данного раздела входит изучить работу механизмов поворота и определить основные данные для оценки качества и конструирования механизмов поворота, а именно:

1) мощность двигателя, необходимую для преодоления всех как внешних, так и внутренних сопротивлений повороту; 2) крутящий момент, на который должен быть рассчитан механизм поворота; 3) тормозной момент, необходимый для поворота машины.

Глава II

БОРТОВЫЕ ФРИКЦИОНЫ КАК МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА

1. Баланс мощности

Типы конструкций бортовых фрикционов и метод расчета на прочность изложены в разделе „Фрикционные механизмы“.

В главе „Теория поворота“ (ч. I) было установлено, что для преодоления внешних сопротивлений повороту необходимо затратить мощность двигателя N_0 .

$$N_0 = \frac{F_1 v_1 + F_2 v_2}{270 \eta}, \quad (1)$$

где значения сил тяги F_1 и F_2 были даны для различных случаев поворота. В обычных условиях поворота танков сила тяги F_1 отрицательна, т. е. действует против направления движения. Приложить к отстающей гусенице силу тяги, направленную против движения, можно путем выключения фрикциона отстающей гусеницы (в этом случае $F_1 = 0$) и затягивания ее тормоза.

На фиг. 1 изображена схема переднего моста гусеничной машины с бортовыми фрикционами Φ , конической передачей K , бортовой передачей B и ведущим колесом B .

Направление поворота показано стрелкой. Соответствующее направление силы тяги F_1 показано на чертеже знаком \oplus , что означает направление за плоскость чертежа, и силы тяги F_2 знаком \ominus , что значит — из-за плоскости чертежа.

На чертеже также показано направление силы трения F_T на тормозном барабане, необходимой для создания указанной выше силы тяги F_1 на отстающей гусенице.

При движении по прямой включены оба фрикциона. Мощность, расходуемая двигателем на передвижение, равна сумме мощностей, расходуемых на преодоление сопротивления каждой гусеницы, т. е.

$$N_e = \frac{F_1 v_1}{270 \eta} + \frac{F_2 v_2}{270 \eta} = \frac{(F_1 + F_2) v}{270 \eta} = \frac{F v}{270 \eta}, \quad (2)$$

где $F = F_1 + F_2$ — общая сила тяги, равная сумме сил сопротивления прямолинейному движению.

Как только будет выключен один фрикцион, вся мощность двигателя будет передаваться на забегающую гусеницу и, следовательно, мощность на ней $N_2 = N_e$, т. е.

$$N_e = \frac{F_2 v_2}{270 \eta} \quad (3)$$

Но ранее было найдено, что независимо от рода механизма поворота мощность, необходимая для преодоления внешних сопротивлений, равна

$$N_0 = \frac{F_2 v_2 + F_1 v_1}{270 \eta}.$$

Излишек $N_e - N_0$ расходуется на трение в тормозе отстающей гусеницы. Таким образом

$$N_T = N_e - N_0. \quad (4)$$

Подставив значения N_e и N_0 , получим:

$$N_T = \frac{F_1 v_1}{270 \eta}. \quad (5)$$

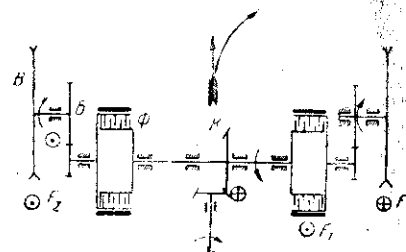
Здесь знак минус явился следствием того, что мы считаем F_1 отрицательной.

Подставив в формулу (5) значение силы тяги F_1 из уравнения (40) предыдущей главы, т. е. $F_1 = \frac{\varphi G}{2} - \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \cdot K''$, получим:

$$N_T = \frac{v_1}{270 \eta} \left[\frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \cdot K'' - \frac{\varphi \cdot G}{2} \right]. \quad (6)$$

Вынося за скобки величину $\frac{\varphi \cdot G}{2}$, получим:

$$N_T = \frac{\varphi G \cdot v_1}{270 \eta} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\mu}{2 \varphi} \cdot \frac{L}{B} \cdot K'' - 1 \right]. \quad (7)$$



Фиг. 1. Схема переднего моста гусеничной машины с бортовыми фрикционами.

Обозначая половину величины, стоящей в скобках и представляющей отношение необходимой для поворота силы тяги на отстающей гусенице к силе сопротивления прямолинейному движению танка на горизонтальном участке, через

$$\psi = -\frac{F_1}{F} = \frac{\mu}{\varphi} \cdot \frac{L}{4 \cdot R} \cdot K'' - \frac{1}{2} = \frac{1}{2} \left[\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} \cdot K'' - 1 \right], \quad (8)$$

получим мощность, расходуемую в тормозе.

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_1}{270 \cdot \eta} \cdot \psi. \quad (9)$$

Величину ψ будем называть коэффициентом тормозной мощности.

2. Исследование коэффициента тормозной мощности

Из формулы (8) видно, что коэффициент тормозной мощности, а следовательно, и мощность, расходуемая в тормозе при повороте, увеличивается вместе с увеличением коэффициента поперечного сцепления μ и отношения длины опорной поверхности к ширине колеи $\frac{L}{B}$ и уменьшается с увеличением φ .

Коэффициент ψ может быть как положительным, так и равным нулю и даже отрицательным; $\psi > 0$ означает, что на тормоз тратится часть мощности двигателя, сила тяги отстающей гусеницы направлена против движения, и для поворота необходимо затягивать тормоз.

При $\psi = 0$

$$\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} \cdot K'' = 1, \quad (10)$$

откуда вытекает рассмотренное в предыдущей главе условие поворотливости машины без участия тормозов.

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2\varphi}{\mu \cdot K''}. \quad (10')$$

При $\psi < 0$ тормозная мощность отрицательна, т. е. для поворота необходимо не тормозить, а вести отстающую гусеницу от двигателя.

Проследим, как изменяется коэффициент тормозной мощности ψ в зависимости от радиуса поворота под влиянием центробежной силы.

В этом случае

$$K'' = 1 - \left(\frac{v^2}{\mu g R_0} \right)^2 + \frac{4\varphi \cdot h}{L} \cdot \frac{v^2}{\mu g R_0} \quad (11)$$

или, обозначая

$$\frac{v^2}{\mu g R_0} = \frac{2\lambda}{L} = \beta \quad (12)$$

$$\frac{4\varphi \cdot h}{L} = \alpha, \quad (12')$$

$$K'' = 1 + \beta(\alpha - \beta). \quad (13)$$

Коэффициент тормозной мощности в этом случае

$$\psi = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} - 1 \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \beta(\alpha - \beta) \cdot \frac{L}{B} \quad (14)$$

или, обозначив первой член, представляющий собой величину коэффициента тормозной мощности при $K'' = 1$ через ψ_0 , получим:

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \beta(\alpha - \beta) \cdot \frac{L}{B}. \quad (15)$$

Если коэффициент ψ тормозной мощности вычислить по уточненным формулам сил тяги (т. е. с учетом изменения направления центробежной силы), то из формулы (51) предыдущей главы (см. ч. I):

$$\psi = -\frac{F_1}{\varphi G} = \frac{\mu \cdot L}{\varphi \cdot 4B} \left[1 + \beta(\alpha - \beta) \right] - \frac{\beta^2 \cdot \mu \cdot L}{4\varphi R_0} - \frac{1}{2}. \quad (a)$$

Приведя к виду (14), получим:

$$\psi = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} - 1 \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} \times \times \beta(\alpha - \beta) \left(1 - \frac{\beta}{(\alpha - \beta)} \cdot \frac{B}{R_0} \right) \quad (14')$$

или, приведя к виду формулы (15), получим:

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \beta \cdot \left[\alpha - \beta \left(1 + \frac{B}{R_0} \right) \right] \cdot \frac{L}{B},$$

т. е.

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \beta \left(\alpha - \beta \frac{R_0 + B}{R_0} \right) \cdot \frac{L}{B}. \quad (15')$$

Из сравнения с формулой (15) видно, что приближенное значение коэффициента тормозной мощности (15) на средних радиусах поворота немногим больше определяемого формулой (15'). Разница же с действительностью еще меньше, поскольку продольная составляющая от центробежной силы вызовет некоторое смещение центра давления назад, и, как следствие этого, уменьшит принятое смещение центра поворота.

Кроме того, по гипотезе о соотношении коэффициентов сцепления (см. „Теория поворота“) величина λ не может быть больше $\frac{L}{2}$, поскольку при этом весь запас сцепления используется на уравнивание боковой силы, и следовательно, неизбежно будет происходить буксование гусеницы.

Все эти соображения позволяют для выяснения общей методики подхода к расчету пользоваться более простыми формулами и лишь в случаях специальных исследований (например, при скоростях 60—100 км/час) прибегать к учету указанных допущений.

Характерные значения радиусов поворота

Из выражения (15) можно заключить, что при увеличении R_0 до бесконечности

$$\psi = \psi_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu}{2\varphi} - \frac{B}{L} \right) \cdot \frac{L}{B}. \quad (16)$$

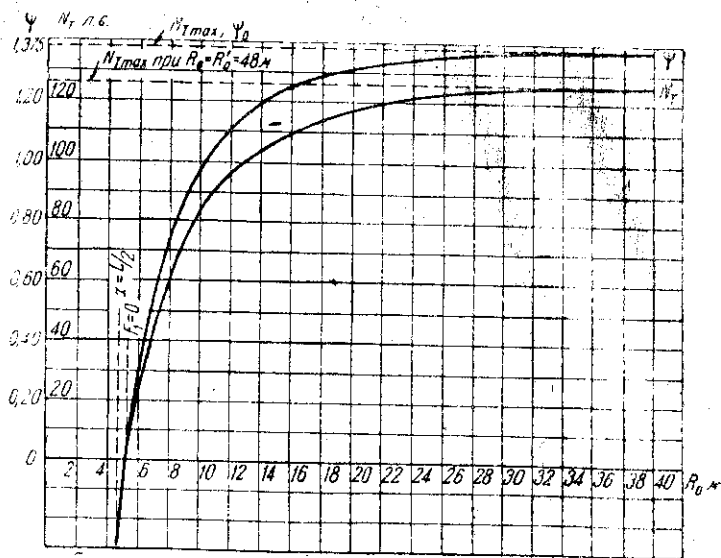
То же получим при $\alpha = \beta$, иначе при

$$R_0' = \frac{v^2}{\mu \cdot g \cdot \alpha}, \quad (17)$$

где

$$\alpha = \frac{4 \cdot \varphi \cdot h}{L}$$

Величина R_0' — начальный радиус поворота по центробежной силе, определяемый в предыдущей главе (ф-ла 52). При радиусах поворота, больших R_0' , с достаточной точностью можно принимать $\psi = \psi_0$ и мощность, расходуемую в тормоз, считать не зависящей от радиуса поворота.



Фиг. 2. диаграмма изменения коэффициента тормозной мощности ψ в зависимости от радиуса поворота при $v_2 = \text{const}$.

Уменьшение радиуса поворота за пределы R_0' влечет за собой заметное уменьшение $\psi < \psi_0$ и, следовательно, уменьшение тормозной мощности, т. е. машина переходит в занос (неустойчивый поворот). Центробежная сила при этом быстро растет, и центр элементарного поворота стремится за пределы опорной поверхности (по длине), т. е. к

$$\frac{2\chi}{L} = \frac{v^2}{\mu \cdot g \cdot R_0} = 1.$$

Из формулы (13)

$$K'' = \alpha = \frac{4 \cdot \varphi \cdot h}{L} \quad (18)$$

и значение коэффициента тормозной мощности

$$\psi = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{4 \cdot \varphi \cdot h}{L} - 1 \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{2 \cdot \mu \cdot h}{B} - 1 \right). \quad (19)$$

Соответствующий этому значению радиус поворота, т. е. критический радиус поворота по „заносу“, определен в предыдущей главе (формула е см. задачу № 2) и равен

$$R_{0\text{min}} = \frac{v^2}{13\mu g}, \quad (20)$$

где v — скорость центра тяжести машины в км/час.

Эти формулы приближены, так как при большом смещении центра поворота центробежная сила направлена под заметным углом к продольной оси машины; однако характера выводов это не изменяет.

Общий характер изменения коэффициента тормозной мощности ψ в зависимости от радиуса поворота представлен кривой (фиг. 2), построенной для следующих конструктивных данных машины и условий поворота: длина опорной поверхности $L = 3$ м, высота центра тяжести машины $h = 0,8$ м, ширина колеи $B = 2$ м, скорость центра тяжести машины при повороте $v = 5$ м/сек или 18 км/час (полагая ее постоянной). Коэффициенты, характеризующие сопротивление грунта, приняты $\mu = 0,5$ и $\varphi = 0,1$. Как видно из диаграммы, коэффициент ψ в зависимости от радиуса изменяется по гиперболе, асимптотически приближаясь с увеличением радиуса поворота при $R_0 \rightarrow R_0'$ к значению $\psi = \psi_0 = \frac{\mu L}{4\varphi B} - \frac{1}{2}$ и равному для данного случая $\psi_0 = 1,375$. При этом начальный радиус поворота по центробежной силе $R_0' = 48$ м. При радиусах поворота, больших начального, ψ незначительно возрастает (в среднем на $0,5 - 1\%$), а затем опять убывает до значения ψ_0 при $R = \infty$, но, как установлено выше, этот участок без значительной погрешности можно не рассматривать.

3. Изменение тормозной мощности N_T при $v = \text{const}$

Коэффициент тормозной мощности во всех предыдущих формулах был выведен в предположении, что скорость центра тяжести машины во все время поворота остается неизменной. Кроме того, он был выражен через радиус R_0 траектории центра тяжести и скорость v центра тяжести.

Для машин с бортовыми фрикционными такое значение коэффициента ψ соответствует такому повороту, при котором по мере поворота водитель увеличивает число оборотов двигателя путем большего открытия дросселя, что и бывает на практике, хотя и не столь закономерно.

Изменение мощности N_T при таком повороте с изменением радиуса можно легко проследить, подставив в формулу (9)

$$v_1 = v \left(1 - \frac{B}{2R_0} \right).$$

После подстановки получим:

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270\eta} \cdot \left(1 - \frac{B}{2R_0} \right) \cdot \psi. \quad (21)$$

На той же диаграмме (фиг. 2) построена кривая изменения мощности N_T для тех же условий, для которых построены значения ψ , при

весе машины в 10 000 кг. Как видно из кривой, уменьшение мощности N_T с уменьшением радиуса поворота происходит также по гиперболе того же характера, что и для ψ , но падение происходит несколько быстрее.

4. Изменение коэффициента ψ при $v_2 = \text{const}$

Рассмотрим изменение коэффициента мощности, расходуемой в тормоз в зависимости от изменения радиуса поворота при постоянной скорости забегавшей гусеницы.

При бортовых фрикционах это соответствует повороту при постоянном числе оборотов двигателя.

Из плана скоростей гусениц при повороте имеем:

$$v = v_2 \cdot \frac{(2R - B)}{2R} \quad \text{и} \quad R_0 = R - \frac{B}{2}.$$

Подставив эти зависимости в формулу (15), для ψ получим выражение:

$$\beta = \frac{2R - B}{2R} \cdot \frac{v_2^2}{\mu g R} \quad (22')$$

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \beta (\alpha - \beta) \cdot \frac{L}{B}. \quad (22)$$

Более точное выражение для ψ , с учетом изменения направления центробежной силы при смещении центра поворота (пренебрегая малой величиной смещения центра поворота за счет смещения центра давления), будет:

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{2R - B}{2R} \cdot \frac{v_2^2}{\mu g R} \times \\ \times \left[\alpha - \frac{2R - B}{2R} \cdot \frac{v_2^2}{\mu g R} \cdot \frac{2R + B}{2R - B} \right] \cdot \frac{L}{B}$$

или

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu}{2\varphi} \cdot \beta (\alpha - \beta) \cdot \frac{2R + B}{2R - B} \cdot \frac{L}{B}. \quad (22'')$$

Начальный по центробежной силе радиус поворота R' , т. е. радиус поворота, при котором $\psi = \psi_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} - 1 \right)$ определится из условия равенства нулю величины в скобках, стоящей в правой части равенства (22), т. е.

$$\mu \cdot \alpha \cdot 2 \cdot R'^2 \cdot g - v_2^2 \cdot (2R' - B) = 0,$$

откуда

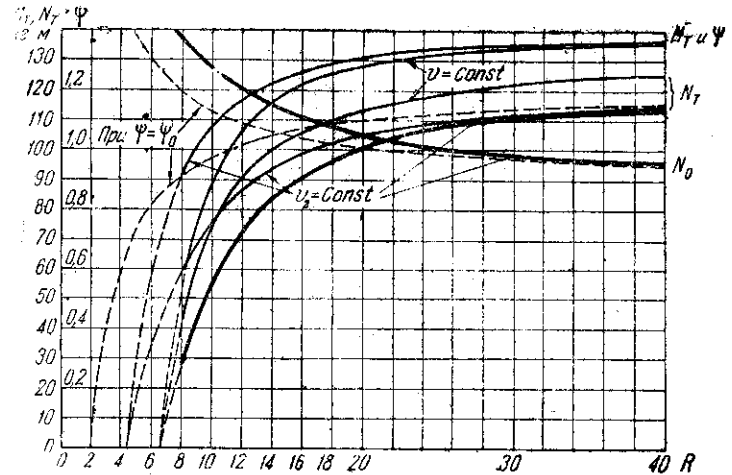
$$R' = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_2^2}{\mu g \alpha} \cdot \left[1 \pm \sqrt{1 - \frac{2\mu g \alpha}{v_2^2} \cdot B} \right]. \quad (23)$$

Общий характер изменения коэффициента ψ в зависимости от радиуса поворота изображен на диаграмме фиг. 3 (верхняя кривая). Кривая построена для ψ по формуле (22) для тех же условий, что и в преды-

дущем случае, т. е. при $L = 3 \text{ м}$, $B = 2 \text{ м}$, $h = 0,8 \text{ м}$, $\mu = 0,5$, $\varphi = 0,1$, при постоянной скорости забегавшей гусеницы, равной $v_2 = 5 \text{ м/сек}$, т. е. 18 км/час ; там же нанесены для сравнения кривые изменения ψ предыдущего случая, т. е. при постоянной скорости центра тяжести $v = 5 \text{ м/сек}$.

Для сравнения вторая кривая построена в координатах R, ψ , а не R_0, ψ , как в предыдущем случае.

Из сравнения этих кривых и подсчета численных значений можно сделать следующие выводы.



Фиг. 3. Диаграмма изменения коэффициента ψ , тормозной мощности, тормозной мощности и мощности внешних сопротивлений N_0 в зависимости от радиуса поворота при $v_2 = \text{const}$, $v = \text{const}$ и $\psi = \psi_0$.

1. Общий характер падения коэффициента тормозной мощности с уменьшением радиуса поворота в обоих случаях одинаков и представляет собой гиперболы с асимптотически приближающимся значением ψ к значению ψ_0 .

2. При $R > R'$ — начального радиуса поворота — коэффициент тормозной мощности постоянен и равен ψ_0 .

3. При $v = \text{const}$ падение коэффициента ψ с уменьшением радиуса происходит быстрее, чем при повороте с постоянным числом оборотов ($v_2 = \text{const}$).

5. Изменение тормозной мощности N_T при $v_2 = \text{const}$

Выявив общий характер изменения коэффициента тормозной мощности с изменением радиуса поворота, рассмотрим, как изменяется тормозная мощность N_T при повороте с $v_2 = \text{const}$.

По выражению (9) для тормозной мощности имеем:

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_1}{270\eta} \cdot \psi. \quad (9)$$

Но во время поворота v_1 не остается постоянной, с изменением радиуса R при неизменной скорости забегавшей гусеницы $v_2 = \text{const}$. Из плана скоростей гусениц при повороте между ними существует зависимость, выражаемая формулой

$$v_1 = v_2 \cdot \left(1 - \frac{B}{R}\right). \quad (24)$$

Подставляя в выражение (9) последнюю зависимость между скоростями, получим:

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_2}{270\eta} \cdot \left(1 - \frac{B}{R}\right) \cdot \psi, \quad (25)$$

где ψ — коэффициент тормозной мощности, соответствующий данному радиусу поворота, определяемый по формуле (22) или (22').

На фиг. 3 представлена кривая, характеризующая изменение N_T при $v_2 = \text{const}$, вычисленная по формуле (25) для того же примера. Для сравнения здесь же нанесена кривая изменения N_T при $v = \text{const}$, вычисленная по формуле (21) и отнесенная к радиусу поворота R забегавшей гусеницы.

Из сравнения этих двух кривых видно, что при повороте по первому способу, по мере поворота с меньшим радиусом, в тормоз расходуется несколько большая мощность, чем при повороте с постоянным числом оборотов двигателя, несмотря на меньшие значения ψ в каждый данный момент поворота. Общий характер падения тормозной мощности в обоих случаях одинаков, однако более высокие значения центробежной силы на малых радиусах поворота вызывают и более быстрое падение тормозной мощности.

На той же диаграмме нанесена пунктирная кривая ($v_2 = \text{const}$) изменения тормозной мощности при неизменной величине $\psi = \psi_0$, что соответствует отсутствию центробежной силы.

6. Распределение относительных потерь мощности при повороте

Для более наглядного представления о балансе мощностей при повороте гусеничной машины, имеющей в качестве механизма поворота бортовые фрикционы, рассмотрим изменение отношений мощностей, входящих в баланс при повороте; в зависимости от радиуса поворота будем сравнивать ее с полной мощностью двигателя при прямолинейном движении.

По формуле (25) мощность, расходуемая в тормоз, равна:

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_2}{270\eta} \cdot \left(1 - \frac{B}{R}\right) \cdot \psi.$$

Мощность, расходуемая на прямолинейное движение в тех же условиях со скоростью $v = v_2$, равна:

$$N_e' = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_2}{270\eta}. \quad (25')$$

Относительная потеря мощности в тормоз

$$E_T = \psi \cdot \left(1 - \frac{B}{R}\right). \quad (26)$$

В начальный момент поворота при $R = \infty$

$$E_{T\text{max}} = \psi. \quad (26')$$

На фиг. 4 представлена кривая изменения относительной потери мощности в тормоз в зависимости от отношения $\frac{R}{B}$, вычисленная по формуле (26) при $\psi = 1,375 = \text{const}$ (что соответствует повороту в условиях предыдущих примеров при $K'' = 1$).

Кривая имеет тот же вид, что и пунктирная кривая для N_T при $\psi = \text{const}$, на фиг. 3.

Относительная потеря мощности на внешние сопротивления

Мощность внешних сопротивлений при повороте по формуле (1)

$$N_0 = \frac{F_1 v_1 + F_2 v_2}{270\eta};$$

подставляя зависимость между v_1 и v_2 , т. е.

$$v_1 = v_2 \left(1 - \frac{B}{R}\right)$$

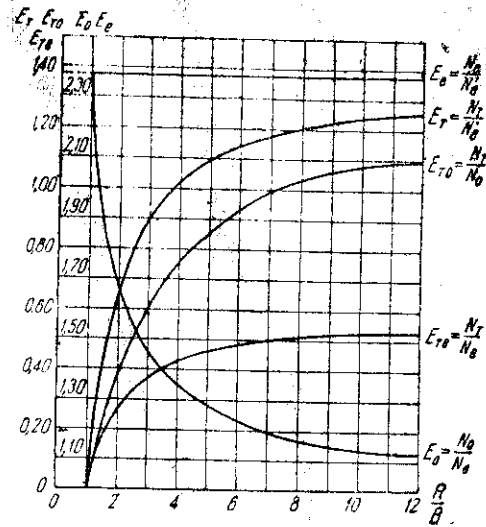
и значения сил тяги F_1 и F_2 , получим формулу (18) предыдущего раздела:

$$\begin{aligned} N_0 &= \frac{\varphi \cdot G \cdot \left[1 - \frac{B}{2R} + \frac{\mu \cdot L}{\varphi 4B} \cdot K'' \cdot \frac{B}{R}\right] \cdot v_2}{270 \cdot \eta} \\ &= \frac{\varphi \cdot G \cdot v_2}{270\eta} \cdot \left(1 + \frac{B}{R} \cdot \psi\right). \end{aligned} \quad (27)$$

Разделив N_0 на N_e' (мощность прямолинейного движения), получим относительную потерю мощности на внешние сопротивления

$$E_0 = 1 + \psi \frac{B}{R}. \quad (27')$$

Как видно из формулы (27), эта потеря при $R = \infty$ равна единице и при $R = B$ $E_0 = 1 + \psi$, т. е. мощность внешних сопротивлений более чем в два раза превышает мощность прямолинейного движения, так



Фиг. 4. Диаграмма распределения относительных потерь мощности при повороте в зависимости от радиуса поворота.

как ψ обычно бывает > 1 (при $\psi = \text{const}$). На фиг. 4 общий характер изменения E_0 нанесен кривой, начало координат которой (для удобства размещения) перенесено по оси ординат на единицу вниз.

Характер изменения E_0 в зависимости от радиуса поворота нетрудно представить также для общего случая поворота, при большой скорости, когда величину ψ считать постоянной на малых радиусах нельзя. В этом случае следует для каждого значения R взять из предыдущей диаграммы значение ψ и построить отдельно по формуле (27).

Относительная мощность двигателя

Определим отношение мощности, расходуемой двигателем на поворот N_e к мощности, расходуемой на прямолинейное движение N_e' .

Основное уравнение (4) баланса мощности на повороте:

$$N_e = N_0 + N_T$$

Но по формулам (26) и (27) имеем:

$$E_0 = \frac{N_0}{N_e} = 1 + \psi \cdot \frac{B}{R},$$

$$E_T = \frac{N_T}{N_e} = \psi \left(1 - \frac{B}{R} \right)$$

и, раскрыв в последнем скобки, сложим эти два уравнения:

$$E_0 + E_T = \frac{N_0 + N_T}{N_e} = \psi + 1,$$

$$N_e = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_2}{270 \cdot \eta} \cdot (\psi + 1). \quad (28)$$

Учтя уравнение (4') и обозначая отношение эффективной мощности на повороте к эффективной мощности прямолинейного движения через E_e , получим:

$$E_e = \frac{N_e}{N_e'} = \psi + 1. \quad (28')$$

Из последней формулы видно, что отношение мощности двигателя, расходуемой при повороте, к мощности, расходуемой на прямолинейное движение при постоянном ψ , — величина постоянная и не зависит от радиуса поворота; на фиг. 4 E_e представлена прямой, параллельной оси абсцисс.

При $\psi \neq \text{const}$ кривая, изображающая изменение ψ на фиг. 3, одновременно является и кривой изменения E_e , следует только перенести начало отсчета по оси ординат на единицу.

Распределение мощности двигателя на тормоз и внешние сопротивления

Определим отношение мощности, расходуемой в тормоз, к мощности, расходуемой на преодоление внешних сопротивлений, т. е. величину

$$E_{T.o} = \frac{N_T}{N_0},$$

из уравнений (26) и (27), поделив одно на другое, получим:

$$E_{T.o} = \frac{(R-B) \psi}{R - \psi B}. \quad (29)$$

В начальный момент поворота при $R = \infty$

$$E_{T.o} = \psi. \quad (30)$$

На фиг. 4 для предыдущего случая поворота нанесена кривая изменения $E_{T.o}$ в зависимости от $\frac{R}{B}$ в виде гиперболы, обращенной выпуклостью вверх.

Аналогично этому определяется отношение мощности, расходуемой в тормоз, к общей мощности двигателя, необходимой для поворота N_e .

Разделив уравнение (26) на уравнение (28'), получим:

$$E_{T.e} = \frac{\psi}{\psi + 1} \cdot \frac{R-B}{R}. \quad (31)$$

Из последнего выражения видно, что доля общей мощности, расходуемой двигателем при повороте, идущая в тормоз, с уменьшением радиуса поворота уменьшается.

В начальный момент поворота

$$E_{T.e} = \frac{\psi}{\psi + 1}. \quad (32)$$

На фиг. 4 общий характер изменения $E_{T.e}$ изображен кривой, возрастающей с увеличением отношения $\frac{R}{B}$.

7. Выводы по балансу мощности

Из всего рассмотренного можно сделать следующие выводы:

1. Мощность двигателя, необходимая для поворота гусеничной машины в начальный момент, в среднем в 1,8—2,4 раза больше мощности прямолинейного движения, и следовательно, выбор мощности двигателя при конструировании должен проверяться на поворотливость.

2. Ни одна из гусеничных машин не может поворачиваться на предельной (по запасу мощности) скорости движения. Поворот в этом случае неизбежно сопровождается уменьшением скорости.

3. В начальный момент поворота в тормоз может уходить до 60% полной мощности, расходуемой на поворот.

4. Чем больше отношение $\frac{L}{B}$, тем больше при прочих равных условиях коэффициент ψ и мощность, расходуемая в тормоз.

5. Смещение центра поворота уменьшает коэффициент тормозной мощности ψ , а следовательно, и мощность, расходуемую в тормоз, так как величина K'' с увеличением смещения центра поворота уменьшается.

В практических случаях при невысоких скоростях движения или расчетах по начальному моменту поворота изменением коэффициента тормозной мощности ψ можно пренебречь.

6. При наличии боковых сил, смещающих центр поворота, кроме $\frac{L}{B}$, на мощность, расходуемую в тормоз, имеет влияние и высота центра тяжести h .

При отсутствии боковых сил и при малой скорости поворота, когда центробежная сила пренебрежимо мала, высота центра тяжести не влияет на мощность, расходуемую при повороте.

7. Расчет каждого бортового фрикциона и передачи к гусенице на прочность, а также возможность буксования должны производиться на низшей передаче по максимальному крутящему моменту, т. е. крутящему моменту, соответствующему максимальной мощности, увеличенному, в среднем, на 25%. Расчет прочих деталей фрикциона должен вестись по этому же крутящему моменту с запасом прочности в 2—2,5 раза по отношению к пределу упругости материала.

8. Тормозной момент, необходимый для поворота

Определим величину тормозного момента, необходимого для поворота при бортовых фрикционах (действительного и расчетного, по которому должен быть произведен расчет тормоза и приводов управления).

Выделив часть ведущего моста гусеничной машины, включающую в себя ведомые части бортового фрикциона с тормозным барабаном, бортовую передачу и ведущее колесо гусеничного хода и, рассматривая условие равновесия выделенной части механизма, убеждаемся, что к тормозу должен быть приложен момент M_T , равный и обратно направленный моменту от силы тяги F_1 на ведущем колесе, деленному на передаточное число бортовой передачи, т. е.

$$M_T = -M_1 = -\frac{F_1 R_k}{i_k}, \quad (33)$$

где M_T — тормозной момент в кгсм,
 F_1 — сила тяги отстающей гусеницы в кг,
 R_k — радиус ведущего колеса (приведенный) в см,
 i_k — передаточное число бортовой передачи.
 Выражение (33) может быть представлено в виде:

$$M_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot R_k}{i_k} \cdot \psi, \quad (34)$$

так как отношение $\frac{-F_1}{\varphi G}$ есть коэффициент тормозной мощности ψ .

Из этого выражения следует, что тормозной момент прямо пропорционален коэффициенту тормозной мощности, и следовательно, кривая изменения ψ в зависимости от радиуса поворота является одновременно и кривой изменения необходимого тормозного момента M_T , в другом лишь масштабе по оси ординат.

На фиг. 3 по оси ординат нанесена шкала для отсчетов тормозных моментов по кривой для ψ при предыдущих условиях поворота, радиусе ведущего колеса $R_k = 400$ мм и передаточном числе бортовой передачи $i_k = 4$.

Из рассмотрения кривой изменения тормозного момента следует, во-первых, что поворот начинается при некотором наибольшем значении тормозного момента; во-вторых, что при постоянном тормозном моменте, т. е. при неизменной силе затяжки тормоза поворот будет происходить не с постоянным радиусом, а с постепенно уменьшающимся. Для поворота с постоянным радиусом нужно как-то изменять (уменьшать) тормозной момент. Это явление подтверждается на практике тем, что попытки поворачивать плавную гусеничную машину с определенным радиусом поворота на равным ширине колеи, как правило, не удаются: машина либо начинает уменьшать радиус поворота, либо выходит на прямую.

9. Максимальный расчетный тормозной момент

Максимальный тормозной момент для гусеничной машины, имеющей бортовые фрикционы, потребуется в начальный момент поворота.

На горизонтальном участке силы тяги на забегающей и отстающей гусеницах в этом случае равны:

$$F_2 = \frac{\varphi \cdot G}{2} + \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \text{ и } F_1 = \frac{\varphi \cdot G}{2} - \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B}.$$

По условию сцепления сила тяги забегающей гусеницы не может быть больше $F_2 = \frac{kG}{2}$, где k — коэффициент сцепления; приняв $k = 1$ и $\varphi = 0,1$, получим:

$$0,5 G = 0,05 G + cG,$$

откуда

$$cG = 0,45 G$$

и

$$F_1 = 0,05 G - 0,45 G = -0,4 G.$$

Подставив найденное значение силы тяги F_1 в выражение для тормозного момента (33), получим:

$$M_{T \max} = 0,4 G \frac{R_k}{i_k}. \quad (35)$$

Глава III

ПРОСТОЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛ КАК МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

1. Конструкция простого дифференциала

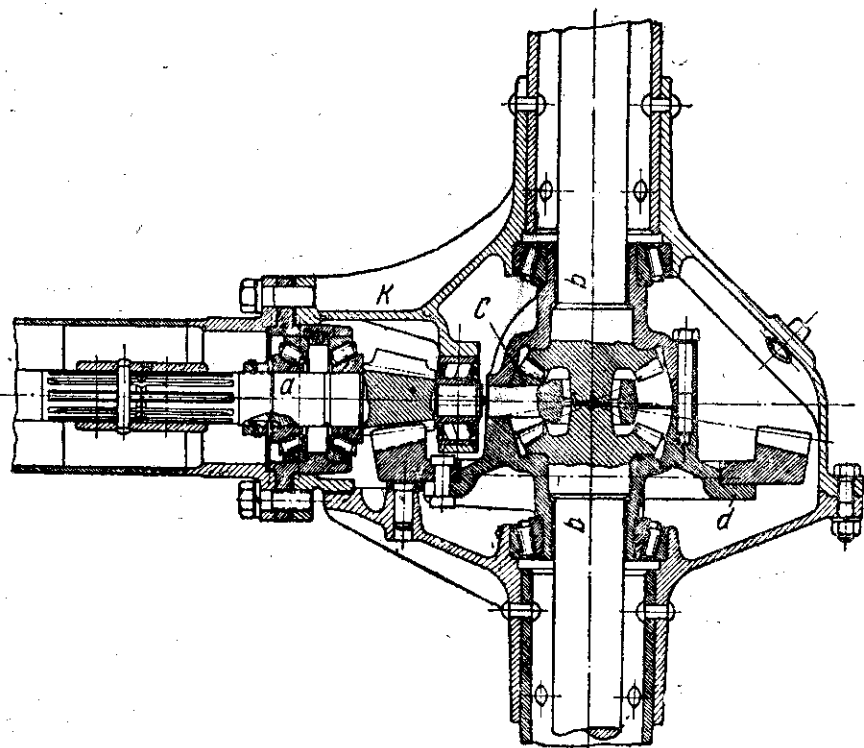
Для гусеничных машин в качестве механизма поворота может служить обычный простой дифференциал, применяемый в колесных машинах.

В современных танках простой дифференциал применяется главным образом в танкетках (например, в английской танкетке Карден-Лойд и др.) и вообще в тех случаях, когда гусеничная машина строится на основе агрегатов колесных машин. В английских, польских и японских танкетках наибольшее распространение получил дифференциал грузового автомобиля Форд-АА (фиг. 5), а в более ранних конструкциях и Форд-Т.

Работа дифференциала происходит следующим образом. При движении по прямой вал a вращает через малую коническую и коронную шестерни

корпус дифференциала. При этом, если моменты сопротивления на полуосях одинаковы, весь механизм вращается, как одно целое с корпусом дифференциала.

Если почему-либо (например, благодаря затяжке тормоза) одна полуось вращается медленнее, чем корпус, то абсолютная окружная скорость полюса зацепления шестерни полуоси станет меньше окружной скорости точки корпуса на том же радиусе. Сателлит, ось которого увлекается



Фиг. 5. Конический простой дифференциал.

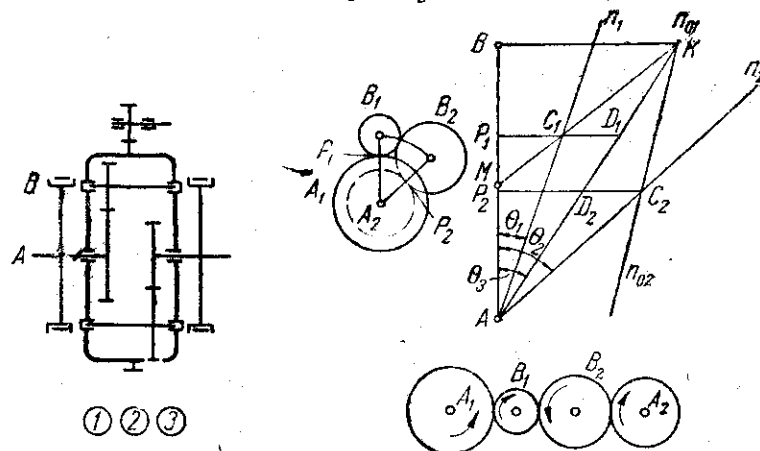
в переносном движении вместе с корпусом дифференциала, получит относительное вращение вокруг своей оси. Следовательно, абсолютная скорость полюса второй полуосевой шестерни увеличится на ту же величину. Увеличению окружной скорости полюса зацепления соответствует увеличение и угловой скорости, т. е. числа оборотов, а значит, и скорости гусеницы. Поэтому уменьшение скорости v_1 одной гусеницы сопровождается увеличением v_2 другой, так что средняя скорость машины $v = \text{const}$.

По конструкции простые дифференциалы разделяются на конические и цилиндрические. Принцип работы их по существу одинаков.

2. Кинематика простого дифференциала

Кинематику простого дифференциала удобнее рассматривать на примере цилиндрического дифференциала.

На фиг. 5а представлена схема простого цилиндрического дифференциала, для общности выводов полуосевые шестерни и сателлиты приняты неравными. При неподвижной коробке полуосевые шестерни могут вращаться только в противоположные стороны и с одинаковой окружной скоростью, так как кинематическая связь между ними аналогична связи между двумя шестернями, осуществляемой посредством двух последовательно сцепленных паразиток B_1 и B_2 , как это изображено на фиг. 5а



Фиг. 5а. Схема и план скоростей простого цилиндрического дифференциала.

(внизу). Обозначая окружные скорости полуосевых шестерен относительно коробки через v_{10} и v_{20} , имеем между ними связь:

$$v_{10} = -v_{20} \quad (a)$$

С другой стороны, окружные скорости пропорциональны угловым скоростям и радиусам шестерен, т. е.

$$v_{10} = \frac{\pi \cdot n_{10} \cdot A_1}{30} \quad (b) \quad \quad \quad v_{20} = \frac{\pi \cdot n_{20} \cdot A_2}{30} \quad (c)$$

где n_{10} и n_{20} — относительные числа оборотов полуосей (относительно коробки). Если коробка сателлитов не является неподвижной и вращается с числом оборотов n_3 , то равенство (а) не нарушается, а изменяются лишь абсолютная скорость и абсолютные числа оборотов полуосей. Так как абсолютная угловая скорость равна сумме переносной и относительной угловых скоростей, то

$$n_1 = n_3 + n_{10} \quad (d) \quad \quad \quad \text{и} \quad \quad \quad n_2 = n_3 + n_{20} \quad (e)$$

Определим из последних двух равенств относительные числа оборотов и подставим в равенства (b) и (c)

$$v_{10} = \frac{\pi \cdot A_1}{30} (n_1 - n_3) \quad (b') \quad \quad \quad \text{и} \quad \quad \quad v_{20} = \frac{\pi \cdot A_2}{30} (n_2 - n_3) \quad (c')$$

Подставив значения v_{10} и v_{20} в соотношение (а), получим после сокращения:

$$A_1 (n_1 - n_3) = -A_2 (n_2 - n_3).$$

Вынося за скобку n_3 , окончательно имеем:

$$A_1 n_1 + A_2 n_2 = (A_1 + A_2) n_3. \quad (36)$$

Если радиусы полуосевых шестерен одинаковы, т. е. $A_1 = A_2$, то после сокращения получим:

$$n_1 + n_2 = 2 n_3. \quad (37)$$

Следовательно, в простом дифференциале нормальной конструкции, имеющем одинаковые полуосевые шестерни, сумма чисел оборотов полуосей равна удвоенному числу оборотов коробки сателлитов.

В частном случае, если одна полуось остановлена полностью, то вторая вращается с удвоенным числом оборотов.

Соотношения между скоростями отдельных элементов простого дифференциала наглядно выявляются на плане скоростей дифференциала (фиг. 5 справа). Способ построения и условные обозначения те же, что и в разделе "Планетарные передачи" (см. ч. I).

На фиг. 6 представлен план скоростей для дифференциала, имеющего равные полуосевые шестерни. Напомним, что, продолжая

прямые, соединяющие концы векторов окружных скоростей полуосей, до пересечения с прямой BK и Af в точках d, e, f и g , получим отрезки Bd, BK, Be, Af и Ag , пропорциональные числам оборотов n_1, n_3, n_2, n_{10} и n_{20} .

3. Динамика простого дифференциала

Уравнения динамики получим из рассмотрения равновесия сателлитов и всего механизма в целом. Из условия равновесия каждого сателлита окружные усилия P во всех полюсах зацепления одинаковы (фиг. 7), т. е.

$$P_1 = P_2 = P. \quad (38)$$

Из условия равновесия всего дифференциала:

$$M_3 = M_1 + M_2. \quad (39)$$

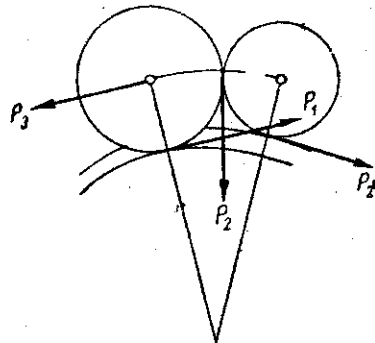
При равномерном вращении дифференциала:

$$M_3 = P_3 A_3; \quad M_1 = P A_1; \quad M_2 = P A_2,$$

следовательно,

$$P_3 A_3 = P (A_1 + A_2), \quad (40)$$

где M_3 есть момент, подводимый от двигателя к коробке сателлитов; M_1 и M_2 — моменты сопротивления вращению на полуосях, а при равномерном движении они являются и моментами, передаваемыми на полуоси.



Фиг. 7. Схема действия окружных усилий в полюсах зацепления простого дифференциала.

Уравнение (40) служит основным уравнением для расчета на прочность. Эти формулы справедливы как для цилиндрического, так и для конического дифференциала.

При конструировании или при поверочном расчете дифференциала обычно определяют расчетом размеры зубьев, прочные размеры полуосей и осей сателлитов.

При расчете осей сателлитов и опор в расчет принимаются не только окружное усилие P_3 , но и центробежная сила от переносного вращения сателлита.

4. Баланс мощности при простом дифференциале

На фиг. 8 представлена схема передачи от механизма поворота к гусеницам.

Мощность, расходуемая двигателем, равна сумме мощностей, расходуемых на полуосях, т. е.

$$N_e = \frac{P_1 v'_1}{270 \eta} + \frac{P_2 v'_2}{270 \eta} = \frac{P_1 v'_1 + P_2 v'_2}{270 \eta}, \quad (41)$$

где P_1 и P_2 — окружные усилия на полюсах зацепления полуосевых шестерен в кг,

v'_1 и v'_2 км/час — окружные скорости полюсов зацепления полуосевых шестерен.

Если бы бортовая передача отсутствовала, а радиусы полуосевых шестерен были равны радиусам ведущих колес гусеничного хода и равны радиусам тормозных барабанов, то окружные усилия

$$F_2 = P_2 = P_1 = F_T + F_1; \quad (41')$$

окружные скорости полюсов равнялись бы соответственно скоростям гусениц, т. е.

$$v'_1 = v_1 \text{ и } v'_2 = v_2. \quad (41'')$$

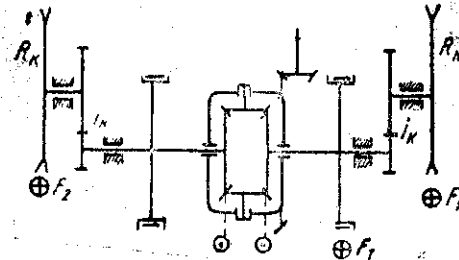
Тогда мощность, расходуемая двигателем N_e при повороте:

$$N_e = \frac{F_2 (v_2 + v_1)}{270 \eta} = \frac{2 F_2 v}{270 \eta}. \quad (42)$$

Эта мощность двигателя, как и в случае бортовых фрикционов, расходуется на преодоление внешних сопротивлений и на образование тепла в тормозе.

Мощность внешних сопротивлений по формуле (1):

$$N_0 = \frac{F_2 v_2 + F_1 v_1}{270 \eta}.$$



Фиг. 8. Схема передачи от механизма поворота к гусеницам.

Следовательно, мощность, расходуемая в тормоз:

$$N_T = N_e - N_0 = \frac{(F_2 - F_1) v_1}{270 \eta} \quad (43)$$

Нетрудно заметить, что все эти уравнения справедливы и при неравенстве радиусов ведущих колес и полуосевых шестерен и при наличии бортовой передачи.

В этом случае из сравнения окружных усилий и скоростей, пренебрегая потерями на трение, получим:

$$P_1 = P_2 = F_2 \frac{R_K}{i_K}; \quad v_1 = v_1 \frac{A}{R_K} \cdot i_K \quad \text{и} \quad v_2 = v_2 \frac{A}{R_K} \cdot i_K$$

где A — радиус полуосевых шестерен в мм,

R_K — приведенный радиус ведущего колеса в мм,

i_K — передаточное число бортовой передачи.

Подставив последние соотношения в уравнение (41), после сокращения получим уравнение (42) и (43), что и не могло быть иначе, так как мощность не зависит ни от радиусов шестерен, ни от передаточного числа.

Величина тормозного момента определится из условия равенства окружных усилий или моментов на полуосевых шестернях.

$$\frac{1}{i_K} \cdot M_2 = \frac{1}{i_K} \cdot M_1 + M_T \quad (44)$$

или

$$M_T = \frac{M_2 - M_1}{i_K} \quad (45)$$

где M_2 — кгсм — момент на ведущей зубчатке забегающей гусеницы

$$M_2 = F_2 \cdot R_K$$

M_1 — кгсм — момент на ведущей зубчатке отстающей гусеницы

$$M_1 = F_1 \cdot R_K$$

M_T — кгсм — тормозной момент на отстающей полуоси.

Подставив в выражение (45), получим:

$$M_T = (F_2 - F_1) \frac{R_K}{i_K} \quad (46)$$

5. Формулы баланса мощности для любых радиусов поворота при простом дифференциале

Для удобства сравнения величин, составляющих баланс мощности при повороте, выразим все величины через коэффициент тормозной мощности ψ , характер изменения которого в зависимости от изменения радиуса рассмотрен ранее, и все скорости гусениц выразим через скорость центра машины, остающуюся неизменной при повороте.

Мощность внешних сопротивлений не зависит от механизма поворота,

а потому, подставив в формулу (27) $v_2 = \frac{2R}{2R-B} \cdot v$, получим:

$$N_0 = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot \frac{2R}{2R-B} \cdot \left(1 + \psi \frac{B}{R}\right) \quad (47)$$

В начальный момент поворота, т. е. при $R = \infty$

$$N_0 = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_0}{270 \eta} \quad (47')$$

мощность внешних сопротивлений равна мощности прямолинейного движения.

Мощность, расходуемая в тормоз

По формуле (43) имеем:

$$N_T = \frac{(F_2 - F_1) v_1}{270 \eta};$$

подставив значения F_1 и F_2 [из формулы (40') „Теория поворота“, ч. I], получим:

$$N_T = \frac{v_1}{270 \eta} \cdot \frac{2 \mu \cdot G \cdot L}{4 B} \cdot K''$$

но по формуле (8)

$$\frac{2 \mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} \cdot K'' = \frac{2 \mu \cdot L}{\varphi 4 \cdot B} \cdot \varphi G \cdot K'' = (2\psi + 1) \varphi G,$$

следовательно,

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v_1}{270 \eta} \cdot (2\psi + 1) \quad (48')$$

Подставив вместо v_1 значение, выраженное через v , т. е.

$$v_1 = v \frac{2(R-B)}{2R-B},$$

получим после сокращения:

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot \frac{2(R-B)}{2R-B} \cdot (2\psi + 1) \quad (48)$$

В начальный момент поворота при $R = \infty$

$$N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot (2\psi_0 + 1); \quad (48')$$

при этом

$$\psi_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{\mu}{2\varphi} \cdot \frac{L}{B} - 1 \right),$$

так как $K'' = 1$.

Мощность двигателя, расходуемая при повороте

Сложив мощность, расходуемую на преодоление внешних сопротивлений, с мощностью, расходуемой в тормоз, получим:

$$N_e = N_0 + N_T = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot \left[\frac{2(R + \psi B)}{2R - B} + \frac{2(R - B)}{2R - B} \cdot (2\psi + 1) \right].$$

После вынесения за скобку и сокращений получим:

$$N_e = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot 2(\psi + 1) \quad (49)$$

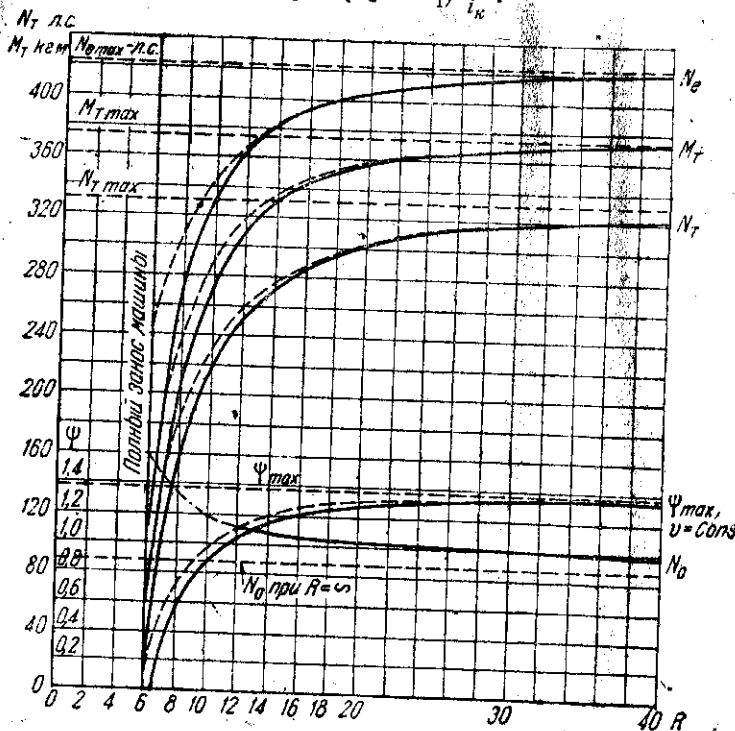
Как видно, мощность двигателя, расходуемая при повороте, изменяется с изменением радиуса лишь в той степени, в какой коэффициент ψ уменьшается с уменьшением радиуса поворота. В начальный момент поворота мощность, расходуемая двигателем, будет:

$$N_e = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot 2(\psi_0 + 1). \quad (50)$$

Тормозной момент при повороте

По формуле (46) тормозной момент равен:

$$M_T = (F_2 - F_1) \frac{R_k}{i_k}.$$



Фиг. 9. Диаграмма изменения N_e , N_T , M_T , N_0 и ψ в зависимости от радиуса поворота при простом дифференциале ($v = \text{const}$).

Подставив значения сил тяги, получим:

$$M_T = 2 \cdot \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4B} \cdot K'' \cdot \frac{R_k}{i_k}, \quad (51)$$

но

$$2 \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} K'' = 2 \cdot \frac{\mu \cdot L}{\varphi \cdot 4B} \cdot K'' \cdot \varphi G = (2\psi + 1) \varphi G;$$

следовательно,

$$M_T = \varphi G \cdot \frac{R_k}{i_k} \cdot (2\psi + 1), \quad (52)$$

где R_k — радиус ведущего колеса,
 i_k — передаточное отношение бортовой передачи.

Тормозной момент уменьшается по гиперболе с уменьшением радиуса поворота (фиг. 9).

В начальный момент поворота тормозной момент равен:

$$M_{T_{\max}} = \varphi G \cdot \frac{R_k}{i_k} (2\psi_0 + 1). \quad (53)$$

При радиусах поворота больше начального тормозной момент постоянен и имеет максимальное значение. При поворотах с меньшими радиусами необходимо отпустить тормоз во избежание заноса машины.

На фиг. 9 представлены кривые баланса мощности при $v = \text{const}$ в зависимости от радиуса поворота, для примера, рассмотренного при бортовых фрикционах.

Пунктирные прямые показывают значения соответствующих величин при $R = \infty$, т. е. в начальный момент поворота.

6. Расчетный тормозной момент

По формуле (46) тормозной момент для дифференциала равен:

$$M_T = (F_2 - F_1) \frac{R_k}{i_k}.$$

Тормоз должен быть рассчитан на максимальный тормозной момент. Принимаем, как и для бортовых фрикционов, $\varphi = 0,1$, а максимальную силу тяги забегающей гусеницы $F_{2_{\max}} = 0,4 G$.

Тогда, так как при $K'' = 1$

$$F_2 = \frac{\varphi G}{2} + \frac{\mu G \cdot L}{4 \cdot B},$$

то

$$0,4 G = 0,05 G + cG.$$

Определив отсюда $c = 0,35$, получим:

$$F_1 = 0,05 G - 0,35 G = -0,3 G.$$

Следовательно, расчетный тормозной момент будет

$$M_{T_{\text{расч.}}} = [0,4 - (-0,3)] G \cdot \frac{R_k}{i_k} \text{ или } M_{T_{\text{расч.}}} = 0,7 G \frac{R_k}{i_k}. \quad (54)$$

7. Сравнительная оценка простого дифференциала как механизма поворота гусеничной машины с бортовыми фрикционами

В сравнении с бортовыми фрикционами простой дифференциал более надежен и долговечен, не требует регулировки и частой смены деталей. Однако в производстве, в сборке и ремонте бортовые фрикционы значи-

тельно проще и дешевле по стоимости. Главнейшие же недостатки простого дифференциала в сравнении с бортовыми фрикционами заключаются в значительно большем расходе мощности двигателя при повороте и в большем необходимом тормозном моменте.

Сравнение мощностей двигателя при повороте

Мощность, расходуемая двигателем на повороте при бортовых фрикционах и при дифференциале, выражается формулами (28) и (49)

$$N_{e \text{ б. фр.}} = \frac{\varphi G \cdot v_2}{270 \eta} \cdot (\psi + 1) \quad \text{и} \quad N_{e \text{ д.}} = \frac{\varphi \cdot G \cdot v}{270 \eta} \cdot 2(\psi + 1).$$

В нормальных условиях работы, т. е. при $v_2 = v$, расходуемая на поворот во втором случае мощность в два раза больше

$$p_e = \frac{N_{e \text{ д.}}}{N_{e \text{ б. фр.}}} = 2, \quad (55)$$

значит, и двигатель должен иметь соответственно больший запас мощности.

Сравнение мощностей, расходуемых в тормоз

Интенсивность нагревания тормозов зависит от величины мощности, поглощаемой тормозом.

Сравнивая N_T — из формул (25) и (48), находим

$$p_T = \frac{N_{T \text{ д.}}}{N_{T \text{ б. фр.}}} = \frac{2\psi + 1}{\psi} \cdot \frac{2R}{2R - B}. \quad (56)$$

В начальный момент поворота

$$p_{T \text{ max}} = 2 + \frac{1}{\psi_0}. \quad (57)$$

Это отношение важно сравнивать именно в начальный момент поворота, поскольку абсолютные значения N_T при этом наибольшие. Из последнего выражения следует, что тормозная мощность, в среднем, при дифференциале 2,5—3 раза, больше таковой при бортовых фрикционах, так как ψ_0 изменяется в пределах 1,0—2,0.

Сравнение необходимых тормозных моментов

Величина необходимого тормозного момента определяет размер тормозного барабана и работу водителя, затрачиваемую на затягивание тормоза для создания этого тормозного момента.

Для бортовых фрикционов тормозной момент в начале поворота (34) должен быть равен:

$$M_{T \text{ б. фр.}} = \psi_0 \varphi \cdot G \frac{R_k}{i_k};$$

или простого дифференциала

$$M_{T \text{ д.}} = (2\psi_0 + 1) \varphi G \frac{R_k}{i_k}.$$

Разделив друг на друга, получим:

$$p_M = \frac{M_{T \text{ д.}}}{M_{T \text{ б. фр.}}} = 2 + \frac{1}{\psi_0}, \quad (58)$$

т. е. тормозной момент так же, как и тормозная мощность, в среднем, для простого дифференциала должен быть в 2,5—3 раза больше, чем для бортовых фрикционов.

Кроме перечисленных недостатков, простой дифференциал имеет еще один крупнейший недостаток: случайное изменение сопротивлений движению на одной гусенице может вызвать поворот машины. При движении с боковым креном гусеничная машина с дифференциалом также стремится самостоятельно повернуться на спуск, так что водителю все время приходится держать тормоз верхней гусеницы. Если трактор везет за собой прицеп, это явление самопроизвольного поворота становится еще заметнее.

Перечисленные недостатки простого дифференциала ограничивают его применение на гусеничных машинах и его можно оценить лишь, как суррогат механизма поворота, вызванный стремлением использовать готовые агрегаты колесных машин.

Глава IV

ДВОЙНОЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛ, КАК МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

1. Классификация и конструкция двойных дифференциалов

Двойной дифференциал представляет собой механизм, состоящий из двух планетарных передач, соединенных между собой по принципу простого дифференциала.

В отличие от простого дифференциала водитель при повороте тормозит не непосредственно полуось, а промежуточный элемент, кинематически связанный с обеими полуосями.

Классификация двойных дифференциалов

Все двойные дифференциалы по конструкции можно разделить на следующие 3 типа: 1) цилиндрические; 2) конические; 3) червячные. Рассмотрим каждый из этих типов отдельно.

Цилиндрический двойной дифференциал

На фиг. 10 представлен разрез дифференциала Клетрак. Как видно из чертежа, внутри коробки сателлитов, опирающейся на картер дифференциала, расположены две полуосевые цилиндрические шестерни, соединенные между собой посредством трех пар сателлитов. Каждый из сателлитов находится в сцеплении с одной из полуосевых шестерен и с другим, парным с ним сателлитом. Каждый сателлит на продолжении оси

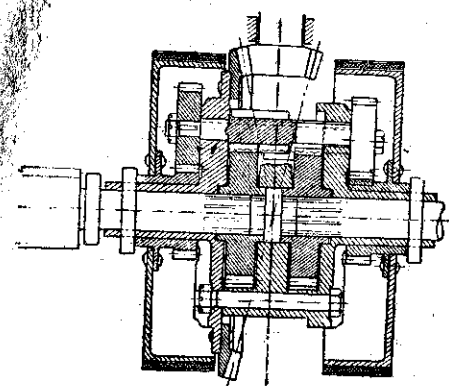
за коробкой имеет второй — внешний сателлит, вращающийся с первым за одно целое.

Концентрично с полуосями посажены с каждой стороны две цилиндрические шестерни, связанные с тормозными барабанами. Тормозные солнечные шестерни находятся в зацеплении с внешними сателлитами.

Как и в простом дифференциале, вращение от двигателя через коробки перемены передач передается на коробку сателлитов.

При прямолинейном движении машины, т. е., когда отпущены оба тормоза, двойной дифференциал всеми элементами вращается, как одно целое. Сателлиты не вращаются в относительном движении, и скорости обеих полуосей одинаковы.

Если один из тормозов будет затянут, то внешние сателлиты начнут перекашиваться по тормозной шестерне, т. е. вращаться вокруг своих осей.



Фиг. 10. Схема двойного дифференциала Клетрак.

Полуосевые шестерни, не вращавшиеся ранее относительно коробки, получают также относительное вращение. При этом, поскольку относительные окружные скорости в полюсах зацепления обоих сателлитов (как в системе последовательно сцепленных шестерен) одинаковы и лишь направлены в разные стороны, у полуосевой шестерни, расположенной со стороны заторможенного барабана, абсолютная скорость уменьшится, а у другой увеличится на ту же величину. При неполном затягивании тормоза происходит то же, только

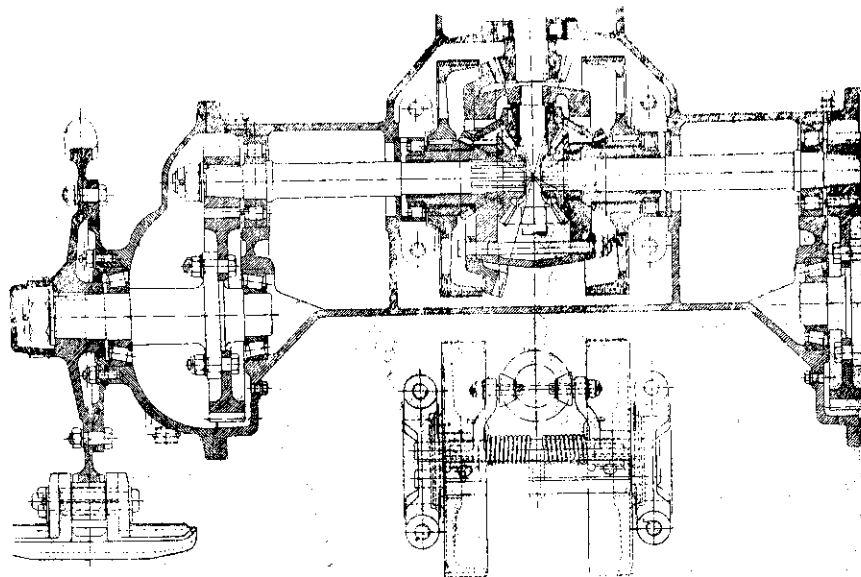
разница в скоростях правой и левой полуоси будет меньше.

План скоростей гусениц при повороте с двойным дифференциалом таков же, как и при повороте с простым дифференциалом, т. е. скорость центра тяжести машины остается неизменной, а в зависимости от числа оборотов тормозного барабана радиус поворота изменяется от бесконечности до некоторого минимального, в общем случае, не равного ширине колеи. По свойству планетарной передачи при полностью остановленном тормозном барабане одной стороны число оборотов соответствующей полуоси будет зависеть от передаточного числа планетарной передачи $(1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4})$ и не будет равно нулю.

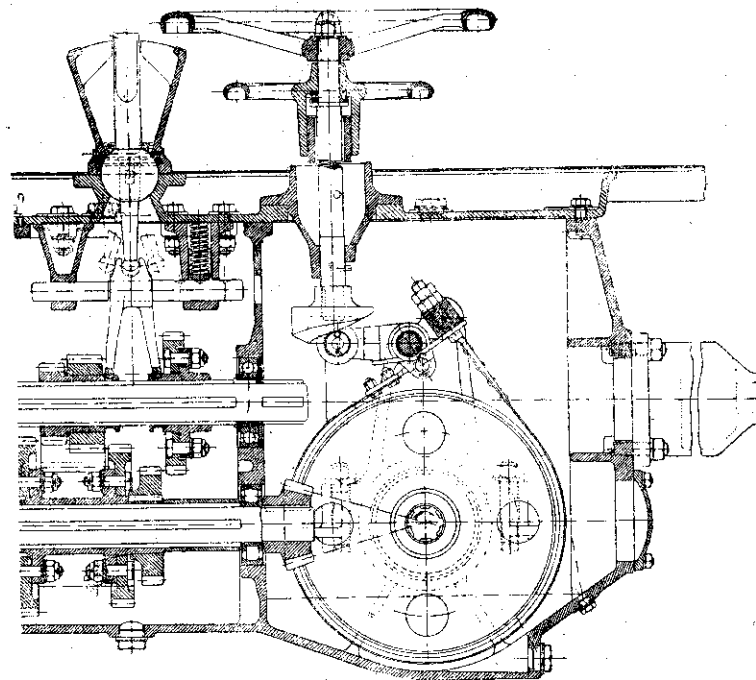
Для каждого двойного дифференциала в зависимости от соотношения размеров шестерен существует свой минимальный радиус поворота. Эти зависимости рассмотрены ниже.

Конический — типа Линке-Гофман

Конический двойной дифференциал принципиально не отличается от цилиндрического; имеет лишь вместо парных цилиндрических сателлитов внутри коробки одинарные конические, а на продолжении оси



Фиг. 11. Разрез заднего моста трактора Линке-Гофман.



Фиг. 12. Продольный разрез трансмиссии трактора Линке-Гофман.

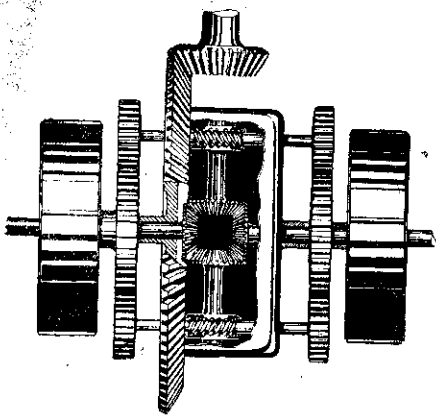
внутреннего сателлита — наружный сателлит, сцепляющийся с конической шестерней тормозного барабана.

На фиг. 11 представлен разрез заднего моста трактора Линке-Гофман. Устройство его видно из чертежа, работа же дифференциала аналогична рассмотренному цилиндрическому.

На фиг. 12 показан продольный разрез трансмиссии трактора Линке-Гофман, на котором видно расположение дифференциала и привод управления к тормозам. Здесь на конце валика рулевого штурвала расположен двойной винтовой кулак. С поверхностью кулака соприкасаются концы двух тормозных рычагов. Поворот рулевого штурвала сопровождается затягиванием ленты одного из тормозов.

Червячный — типа Ганомат

Для устранения возможности самопроизвольного поворачивания на тракторах Ганомат (Германия) осуществлена конструкция двойного дифференциала с самотормозящимися червяками. Схема такой конструкции дифференциала изображена на фиг. 13.



Фиг. 13. Схема червячного двойного дифференциала Ганомат.

Внутри коробки сателлитов расположены полуосевые конические шестерни, сцепляющиеся с коническими сателлитами. На осях сателлитов посажены червячные колеса, находящиеся в зацеплении с червяками. На осях червяков, за коробкой сателлитов посажены цилиндрические шестерни, сцепляющиеся с цилиндрическими шестернями тормозных барабанов. При торможении одного из барабанов наружный сателлит, сцепленный с

тормозной шестерней, начинает вращаться вокруг своей оси, вращая червяк. Относительное вращение червяка передается червячному колесу и жестко скрепленному с ним коническому сателлиту. Это, аналогично предыдущему, приводит к повороту машины. Благодаря невозможности передачи вращения от червячного колеса к червяку, механизм обладает указанным выше преимуществом, т. е. отсутствием самопроизвольного поворачивания машины под влиянием изменения сопротивлений движению гусениц.

2. Кинематика двойных дифференциалов

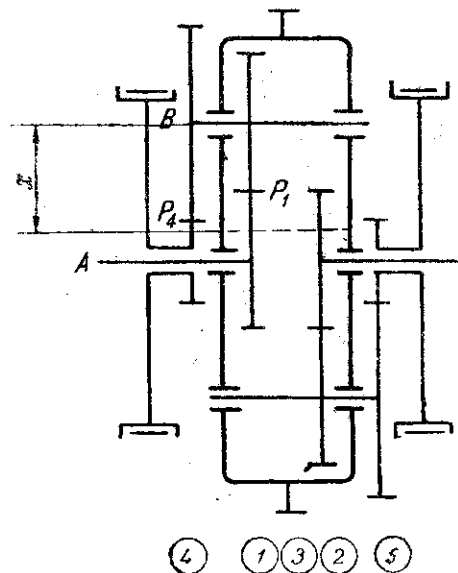
Рассмотрение кинематики двойных дифференциалов дает возможность установить правильные соотношения между элементами механизма в зависимости от желаемого минимального радиуса поворота, а также установить зависимость между радиусами поворота и числами оборотов

каждого элемента механизма, что весьма важно как при конструировании нового механизма, так и для анализа существующего.

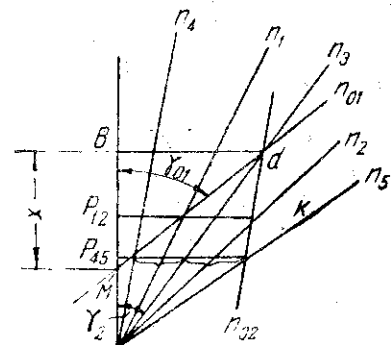
Основные уравнения кинематики цилиндрического дифференциала

Проще всего рассматривать кинематику цилиндрического двойного дифференциала, так как по существу он состоит из двух простейших планетарных передач, соединенных между собой по принципу простого дифференциала.

На фиг. 14 представлена схема цилиндрического двойного дифференциала и на фиг. 15 — план окружных скоростей в общем случае не полностью затянутого тормоза левой стороны. Полус p_4 имеет некоторую окружную скорость v_4 ; сателлит B_1 (а следовательно, и другие сателлиты) будет вращаться не только с осью и с коробкой сателлитов, но и вокруг своей оси. Его абсолютное движение



Фиг. 14. Кинематическая схема цилиндрического двойного дифференциала.



Фиг. 15. План скоростей двойного дифференциала.

есть также вращение вокруг некоторого мгновенного центра M , лежащего ниже, чем p_4 , например, на расстоянии x от оси B , где $x > B_4$.

В случае полностью затянутого тормоза полюс p_4 неподвижен, мгновенный центр совпадает с ним и $x = B_4$.

Основные уравнения кинематики получим из условия равенства окружных скоростей сцепляющихся шестерен в полюсах зацепления.

Замечая, что окружные скорости пропорциональны произведениям радиусов на числа оборотов, можно составить для одной половины дифференциала следующие уравнения:

$$v_1 = A_1 n_1 = (x - B_1) n_{01}, \quad (a)$$

$$v_4 = A_4 n_4 = (x - B_4) n_{01}, \quad (b)$$

$$v_3 = A_3 n_3 = x \cdot n_{01}, \quad (c)$$

где n_1 и n_4 — числа оборотов полуоси и тормозного барабана в минуту.
 n_{o1} — абсолютное число оборотов сателлита, сцепленного непосредственно с тормозной стороной, A и B с соответствующими индексами — радиусы шестерен и x — расстояние от оси B до мгновенного центра вращения сателлита.
 Исключая из этих уравнений x и n_{o1} , получим уравнение, связывающее между собой числа оборотов:

$$A_3(B_4 - B_1)n_3 = A_1B_4n_1 - A_4B_1n_4. \quad (59)$$

Разделив последнее выражение на A_1B_4 , получим:

$$\frac{A_3(B_4 - B_1)n_3}{A_1B_4} = n_1 - \frac{A_4B_1}{A_1B_4} n_4. \quad (60)$$

При $n_4 = 0$

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{A_3(B_4 - B_1)}{A_1B_4}. \quad (61)$$

Заменив A_3 его значением через сумму радиусов $A_1 + B_1$, получим:

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1 - \frac{A_4B_1}{A_1B_4}. \quad (62)$$

Здесь и в дальнейшем под i_{13} будем понимать передаточное число планетарной передачи при полностью затянутом тормозе.

Подставив последнее соотношение в уравнение (59), получим его в более простой форме:

$$i_{13}n_3 = (i_{13} - 1)n_4 + n_1. \quad (63)$$

С другой стороны, для двойного дифференциала, как и для простого, справедлива установленная ранее зависимость между числами оборотов коробки сателлитов и полуосей, а именно:

$$2n_3 = n_1 + n_2.$$

Разделив последнее равенство на уравнение (63), получим:

$$\frac{2}{i_{13}} = \frac{n_1 + n_2}{(i_{13} - 1)n_4 + n_1}. \quad (64)$$

Определим из последнего равенства отношение $\frac{n_2}{n_1}$ чисел оборотов забегающей и отстающей полуоси; обозначив это отношение через i , получим:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{2}{i_{13}} - 1 + \frac{2}{i_{13}}(i_{13} - 1)n_4. \quad (65)$$

Максимальное значение отношения i , т. е. минимальный радиус поворота, будет при $n_4 = 0$

$$i_{\max} = \frac{2}{i_{13}} - 1 = \frac{1 + i_{12}}{1 - i_{12}}, \quad (66)$$

где

$$i_{12} = \frac{A_4 \cdot B_1}{A_1 \cdot B_4}.$$

Из рассмотрения плана скоростей гусениц при повороте, замечаем, что скорости гусениц v_1 и v_2 пропорциональны числам оборотов n_1 и n_2 , находим связь между отношением i и радиусом поворота

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{R}{R - B} \quad \text{или} \quad \frac{R}{B} = \frac{i}{i - 1}. \quad (67)$$

При полностью затянутом тормозе, т. е. $n_4 = 0$, получим минимальный радиус поворота.

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_{\max}}{i_{\max} - 1}. \quad (68)$$

Из последней формулы (68) и (66) видно, что минимальный радиус поворота R_{\min} есть величина постоянная для данного механизма, зависящая только от соотношения размеров шестерен дифференциала.

План скоростей цилиндрического двойного дифференциала

Наглядное представление о соотношениях между скоростями дает план скоростей, построением которого даже от руки весьма часто пользуются для решения всевозможных задач, связанных с дифференциальными (и вообще планетарными) механизмами. Последовательность построения плана скоростей двойного дифференциала следующая (фиг. 15). На вертикальном отрезке наносятся оси A и B и полюса зацепления p_1, p_2, p_4 и p_5 полуосевых и тормозных шестерен в произвольном масштабе. Затем от точки B откладывается произвольный отрезок Bd , принимаемый за окружную скорость v_3 . Если число оборотов коробки известно, то $v_3 = \frac{\pi}{30} \cdot n_3 A_3$. Соединяя конец вектора скорости v_3 с точкой A , получаем план окружных скоростей коробки сателлитов. Одновременно эта прямая является и планом скоростей всех вращающихся частей двойного дифференциала при прямолинейном движении.

Дальнейшее построение плана скоростей зависит от того, что является заданным. Так, если известно, что тормозной барабан вращается с числом оборотов n_4 , то от точки B на векторе v_3 откладываем n_4 в масштабе $\frac{Bd}{v_3}$ и, соединяя полученную точку лучом с A , отсекаем на горизонтали, проведенной через p_4 , скорость v_4 в масштабе $\frac{Bd}{v_3}$:

$$v_4 = \frac{\pi}{30} \cdot n_4 A_4.$$

Имея для сателлитов B_4 и B_1 две скорости v_3 в точке B и v_4 в p_4 , соединим концы их прямой и, продолжая до пересечения с прямой AB , получим точку M , в которой скорость сателлитов равна нулю, т. е. мгновенный центр вращения сателлитов. Прямая же p_4d будет планом абсолютных скоростей сателлитов и $\text{tg } \gamma_{o1} = \frac{v_3}{x} = n_{o1}$ — числу оборотов сателлитов в абсолютном вращении вокруг мгновенного центра.

Проводя из полюса p_1 прямую до пересечения с планом абсолютных скоростей сателлита (n_{o1}), найдем скорость v_1 полюса p_1 . Соединив

конец отрезка v_1 с точкой A , получим план окружных скоростей отстающей полуоси (n_1).

Здесь, как и в дальнейшем, лучи плана будем обозначать буквой, соответствующей тому числу оборотов, которому пропорционален тангенс образованного ею с вертикалью угла. Отрезки, заключенные между лучом n_{01} и n_3 , выражают относительные скорости соответствующих точек сателлитов B_4 и B_1 . Отложив на продолжении прямой, проведенной из полюса $p_{1,2}$, отрезок, равный относительной скорости данной точки от прямой n_3 , иначе, прибавив к переносной скорости полюса p_2 относительную, получим скорость v_2 , а соединив конец ее k с точкой A , получим план окружных скоростей второй полуоси (n_2).

Соединив прямой точки d и k , представляющие собой окружные скорости (абсолютные) двух точек сателлитов B_2 и B_5 , и продолжая до пересечения с горизонталью, проведенной из полюса P_5 , получим окружную скорость полюса P_5 ; соединив же их точки пересечения с точкой A , получим план скоростей тормозного барабана забегавшей стороны (n_5).

Если, по условиям задачи, при известном расположении полюсов, задан радиус поворота, то, найдя по формуле (67) отношение $i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R}{R-B}$, можно построить планы скоростей всех элементов двойного дифференциала.

Для этого из полюса $p_{1,2}$ откладываем два горизонтальных отрезка, отношение которых равно $i = \frac{n_2}{n_1}$. Соединяя их крайние точки с точкой A , получаем в некотором масштабе планы скоростей (n_1) и (n_2). Разделив отрезок, заключенный между ними, пополам и проводя луч (n_3) через середину и точку A , получаем план скоростей коробки сателлитов. Проводя из точки B горизонтальную прямую до пересечения с лучом (n_3), получим окружную скорость осей сателлитов v_3 . Проводя прямые из этой точки через концы скоростей v_1 и v_2 , получим два плана абсолютных скоростей сателлитов (n_{01}) и (n_{02}), точки пересечения которых с горизонтальной прямой, проведенной через полюса $p_{4,5}$, дадут окружные скорости v_4 и v_5 ; соединив же их с точкой A , получим планы скоростей тормозных барабанов (n_4) и (n_5).

Зависимости минимального радиуса поворота от размеров шестерен

Определим, как изменяется i_{\max} и R_{\min} при изменении отношения радиусов сателлитов.

Если $B_4 > B_1$ и, значит, $A_4 < A_1$, то по выражению (62)

$i_{13} = 1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4}$ имеем $1 > i_{13} > 0$ и, следовательно, из выражения (66)

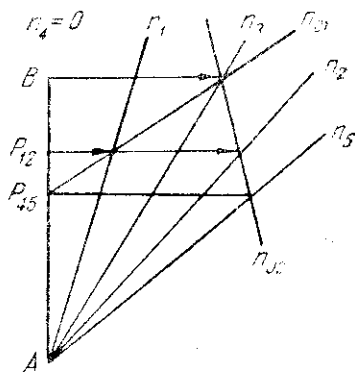
$i_{\max} = \frac{2}{i_{13}} - 1$ можем заключить, что $1 < i_{\max} < \infty$, а значит, по (68)

$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_{\max}}{i_{\max} - 1}$, отношение радиуса поворота к ширине колеи будет на-

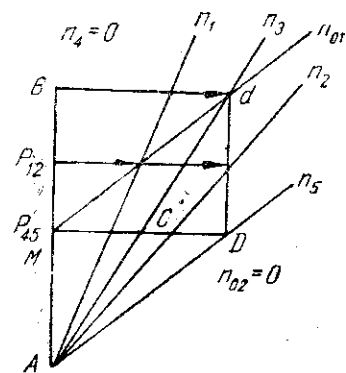
ходиться в пределах: $\infty > \frac{R_{\min}}{B} > 1$, т. е. минимально возможный

радиус поворота больше ширины колеи, и центр вращения машины лежит всегда за пределами опорного габарита машины.

План скоростей при этом будет иметь вид фиг. 16.



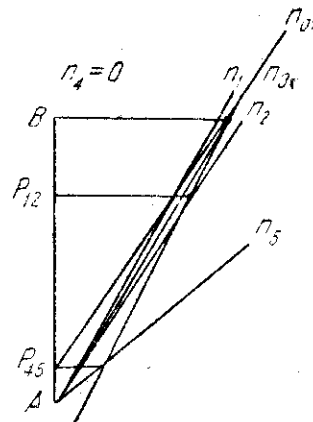
Фиг. 16. План скоростей двойного дифференциала при $B_4 > B_1$.



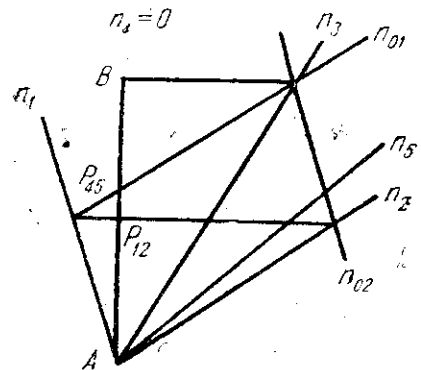
Фиг. 17. План скоростей двойного дифференциала при $B_4 = 0,5 A_3$.

Частный случай. $B_4 = 0,5 A_3$, т. е. полюс P_4 лежит на середине расстояния между осями A и B .

Построив план скоростей, убеждаемся (фиг. 17), что вторые сателлиты (B_5 и B_2) не вращаются в абсолютном движении, а перемещаются



Фиг. 18. План скоростей двойного дифференциала при $B_4 > B_1$.



Фиг. 19. План скоростей двойного дифференциала при $B_4 < B_1$.

поступательно. Действительно, так как $\triangle AMC = \triangle CdD$, то dD параллельна AB , и следовательно, скорости всех точек, принадлежащих вторым сателлитам ($B_{5,4}$ B_2), равны.

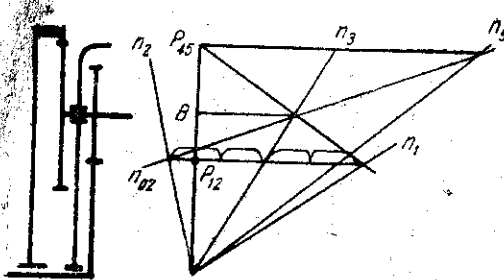
Предельный случай 1-й. $B_4 > B_1$ и приближается по величине к A_3 . Это значит, что полюс p_4 приближается к оси A . Построив план скоростей (фиг. 18), получим в пределе: $B_4 = A_3$

$$n_1 = n_2 = n_3; \quad n_{o1} = n_{o2} = n_3,$$

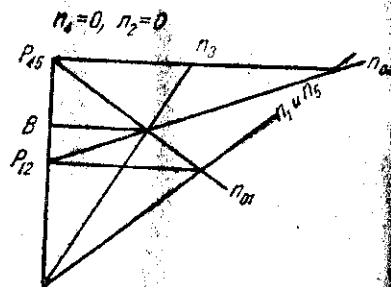
т. е. обе полуоси при затянутом тормозе (p_4) будут вращаться как одно целое с коробкой сателлитов и никакого поворота не будет.

Предельный случай 2-й. $B_4 = B_1$. Построив план скоростей при $n_4 = 0$, убеждаемся, что $n_1 = 0$ и $n_2 = 2n_3$.

Механизм кинематически не будет отличаться от простого дифференциала, и минимальный радиус поворота равен ширине колеи ($\frac{R_{\min}}{B} = 1$). $B_4 < B_1$, т. е. тормозной сателлит меньше полуосного. Полюс p_4 лежит выше полюса p_1 .



Фиг. 20. План скоростей двойного дифференциала с тормозной шестерней с внутренним зацеплением ($B_4 < 0$).



Фиг. 21. План скоростей двойного дифференциала, имеющего $R_{\min} = B$ и тормоз на забегающей полуоси.

Из плана скоростей (фиг. 19) видно, что $n_1 < 0$ и

$$i_{\max} = \frac{n_2}{n_1} < 0, \quad \text{а} \quad R_{\min} < B.$$

$B_4 < 0$, т. е. полюс p_4 лежит выше оси сателлитов B , и следовательно, тормозной шестерней является шестерня с внутренним зацеплением, а радиус A_4 больше A_3 . Построив план скоростей, видим (фиг. 20), что полуось тормозной стороны вращается быстрее коробки сателлитов, т. е. забегающей полуосью является та, со стороны которой затянут тормоз.

Из плана также видно, что в зависимости от большего или меньшего удаления p_4 от точки B можно осуществить механизм, при котором $R_{\min} \geq B$. В частном случае можно осуществить механизм с $R_{\min} = B$ и тормозом на забегающей стороне. План скоростей такого механизма имеет вид фиг. 21.

При этом $n_2 = 0$, $n_1 = 2n_3$, следовательно, для осуществления этого условия необходимо обеспечить

$$i_{13} = 2 = 1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4},$$

откуда между радиусами соотношение шестерен

$$\frac{B_4}{A_4} = - \frac{B_1}{A_1}.$$

В этом случае механизм будет работать, как простой дифференциал, той лишь разницей, что при повороте направо необходимо будет тормозить левый тормоз и наоборот.

Некоторые общие соотношения в двойном дифференциале

1) Число оборотов тормозных барабанов. Путем сравнения окружных скоростей в полюсах зацепления для одной стороны было выведено уравнение кинематики (61) и приведено к форме (63)

$$i_{13} n_3 = (i_{13} - 1) n_4 + n_1.$$

Точно таким же путем получим для второй стороны дифференциала:

$$i_{23} n_3 = (i_{23} - 1) n_5 + n_2. \quad (69)$$

При симметричном дифференциале, т. е. при $A_1 = A_2$ и $A_4 = A_5$

$$i_{13} = i_{23}. \quad (a)$$

Кроме того, как и для всякого дифференциала,

$$n_1 + n_2 = 2n_3. \quad (b)$$

Сложив уравнения (63) и (69) и учтя соотношения (a) и (b), получим:

$$2n_3 = n_4 + n_5. \quad (70)$$

Сумма чисел оборотов тормозных барабанов есть величина постоянная и равна удвоенному числу оборотов коробки сателлитов.

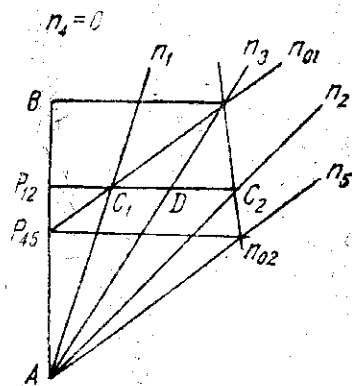
2) Абсолютные числа оборотов сателлитов. Из рассмотрения плана скоростей (фиг. 22) видим, что так как отрезки $C_1 D$ и $D C_2$ относительных скоростей равны, то числа оборотов сателлитов B_1 и B_2 вокруг своей оси также равны и направлены в разные стороны, т. е.

$$n_{B_1} = - n_{B_2}.$$

С другой стороны, абсолютное число оборотов второго сателлита B_2 (как и первого) равно сумме чисел оборотов в переносном и относительном движении точно так же, как относительное число оборотов первого B_1 сателлита равно разности абсолютного и переносного чисел оборотов.

Замечая все это, можем написать

$$n_{o2} = n_3 + n_{B_2} = n_3 - n_{B_1} = n_3 - (n_{o1} - n_3) = 2n_3 - n_{o1},$$



Фиг. 22. План скоростей двойного дифференциала (без тормозных элементов механизма).

откуда получаем:

$$2n_3 = n_{o1} + n_{o2}. \quad (71)$$

Сумма абсолютных чисел оборотов сателлитов есть величина постоянная и равна удвоенному числу оборотов коробки сателлитов.

3) Зависимость между числом оборотов коробки и относительным числом оборотов сателлитов. Из плана скоростей (фиг. 23) видно, что отрезок D_1N и равный ему отрезок MD_1 равны относительной скорости полюса сателлитов B_2 . Соединив точку D_1 с точкой B , получим план относительных скоростей сателлита B_2 (n_{B_2}) (т. е. тангенс угла D_1BM пропорционален числу оборотов n_{B_2}).

Отложив такой же отрезок влево от прямой AB , получим план относительных скоростей сателлита B_1 (n_{B_1}).

Замечая, что отрезок $MD_1 \equiv -B_4 n_{B_2}$, а с другой стороны, этот отрезок представляет собой окружную скорость коробки сателлитов в точке, удаленной на A_4 от оси вращения коробки, можем написать $-B_4 n_{B_2} = A_4 n_3$, следовательно, при $n_4 = 0$

$$\frac{n_{B_2}}{n_3} = -\frac{A_4}{B_4}. \quad (72)$$

Этим соотношением удобно пользоваться при конструировании механизма, так как при расчете весьма важно знать число оборотов сателлитов на оси.

Фиг. 23. План скоростей двойного дифференциала.

В общем случае, когда полюс p_4 не заторможен полностью, и мгновенный центр вращения сателлита лежит на расстоянии x от оси B , число оборотов сателлитов вокруг своей оси через число оборотов коробки сателлитов выразится формулой:

$$n_{B_2} = \frac{A_4}{B_4} (n_3 - n_4). \quad (73)$$

В частном случае, если тормоза отпущены, мгновенный центр вращения совпадает с точкой A , $n_{B_2} = 0$, т. е. сателлиты не вращаются вокруг своих осей. Во всех случаях при $B_1 = B_2$ $n_{B_1} = -n_{B_2}$.

Если, в частном случае, солнечная тормозная шестерня по диаметру равна тормозному сателлиту, т. е. $A_4 = B_4$, то из выражения (72) (если тормоз P_4 затянут полностью) $n_{B_2} = -n_3$ и, следовательно, $n_{B_1} = n_3$, а значит, $n_{o2} = n_3 + n_{B_2} = n_3 - n_3 = 0$ и по выражению (71) $2n_3 = n_{o1}$.

В этом случае сателлиты вращаются вокруг своих осей с числом оборотов, равным числу оборотов коробки сателлитов, и в абсолютном вращении первый сателлит вращается с удвоенным числом оборотов коробки, а второй сателлит не вращается совсем, т. е. перемещается поступательно.

4) Зависимость между числом оборотов коробки и абсолютными числами оборотов сателлитов. Подобно

предыдущему из рассмотрения плана скоростей (фиг. 23) можно написать

$$Bd \equiv v_3 \equiv A_3 n_3 = B_4 n_{o1},$$

откуда при $n_4 = 0$

$$\frac{n_{o1}}{n_3} = \frac{A_3}{B_4}. \quad (74)$$

В общем случае при удалении мгновенного центра на расстояние x от точки, это выражение будет иметь вид:

$$n_{o1} = \left(1 + \frac{A_1}{B_1}\right) n_3 - \frac{A_1}{B_1} n_1 \quad (75)$$

Учтя соотношение (71), для второго сателлита соответственно получим

$$n_{o2} = \left(1 - \frac{A_1}{B_1}\right) n_3 + \frac{A_1}{B_1} n_1. \quad (76)$$

Кинематика конических двойных дифференциалов

В конических дифференциалах рассмотрение скоростей приводит к тригонометрическим функциям углов, образуемых прямыми, проведенными через полюса зацепления и точку пересечения осей сателлитов с центральной осью механизма.

Для графического решения конического дифференциала можно пользоваться следующим методом:

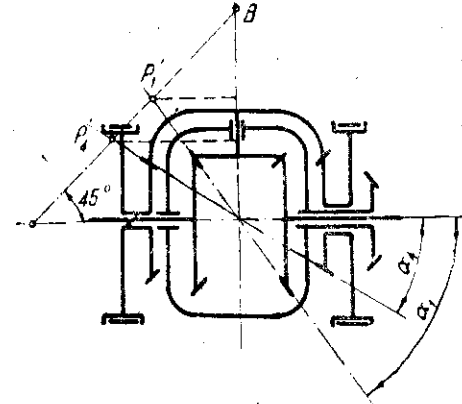
1. Приводим заданный конический дифференциал к подобному ему цилиндрическому, для чего на схеме конического проводим линию под $\angle 45^\circ$ и определяем на ней полюса p'_1 и p'_2 . Проектируя далее их на ось сателлитов, получаем разметку основной линии центров подобного цилиндрического дифференциала.

Построенный для цилиндрического дифференциала план скоростей полностью соответствует коническому, исключая плана сателлитов, так как в коническом переносное вращение не увеличивает абсолютного числа оборотов их, т. е.

$$n_{o1} = n_B. \quad (77)$$

Из фиг. 24 можно вывести следующие соотношения между коническим и цилиндрическим дифференциалом:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= m \sin \alpha_1 & A_4 &= m' \sin \alpha_4 \\ B_1 &= m \cos \alpha_1 & B_4 &= m' \cos \alpha_4 \\ AB &= m (\sin \alpha_1 + \cos \alpha_1) = m' (\sin \alpha_4 + \cos \alpha_4) \end{aligned} \right\} (78)$$



Фиг. 24. Кинематическая схема конического двойного дифференциала.

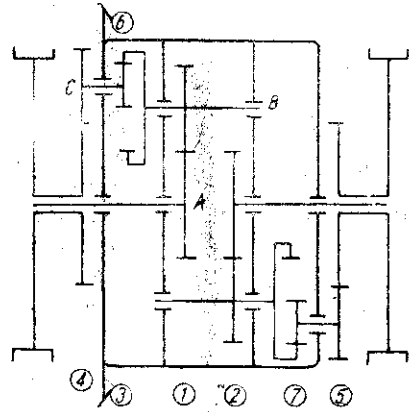
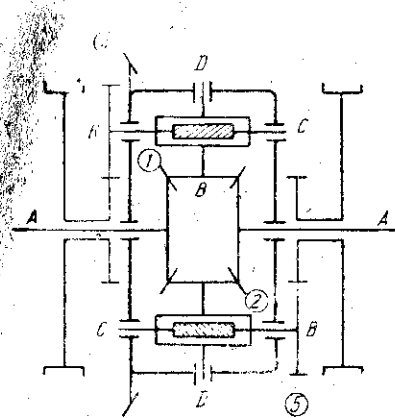
откуда

$$i_{12} = \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} = \frac{m \sin \alpha_4 \cdot m' \cos \alpha_1}{m \sin \alpha_1 \cdot m' \cos \alpha_4} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_1}, \quad (79)$$

где m и m' — некоторые масштабы, i_{12} не зависит от масштабов m и m' , а значит, все формулы, выведенные для цилиндрического дифференциала, в которые входят только отношения шестерен, применимы и к коническому.

Червячный двойной дифференциал (фиг. 25)

Для кинематического решения можно или построить схему подобного ему цилиндрического дифференциала (фиг. 26) или план скоростей фиг. 27, или воспользоваться методом Свампа.



Фиг. 25. Кинематическая схема червячного двойного дифференциала.

Фиг. 26. Кинематическая схема цилиндрического двойного дифференциала, аналогичного червячному.

Обозначив передаточное отношение от червяка к червячному колесу через $\frac{C}{D}$, по методу Свампа имеем:

A_4	B_4 и C	D и B_1	A_1	A_2	A_5	B_5	K
1	1	0	1	1	1	1	1
-1	$+\frac{A_4}{B_4}$	$+\frac{A_4 C}{B_4 D}$	$-\frac{A_4 C B_1}{B_4 D A_1}$	$+\frac{A_4 B_1 C}{B_4 A_1 D}$	+1	$-\frac{A_1 D A_4 C B_1}{B_2 C B_4 D A_1}$ $= -\frac{A_4}{B_4}$	0
0	$1 + \frac{A_4}{B_4}$	$\frac{A_4 C}{B_4 D}$	$1 - \frac{A_4 B_1 C}{B_4 A_1 D}$	$1 + \frac{A_4 B_1 C}{B_4 A_1 D}$	2	$1 - \frac{A_4}{B_4}$	1

откуда получаем:

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1 - \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D}, \quad (80)$$

при $n_4 = 0$

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = 1 + \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D}. \quad (81)$$

Передаточное число между полуосями (при $n_4 = 0$), определяющее минимальный радиус поворота, будет:

$$i_{\max} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1 + \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D}}{1 - \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D}}, \quad (82)$$

т. е. аналогично формуле (68) имеем:

$$i_{\max} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{2}{i_{13}} - 1.$$

Проделав тот же вывод для $n_4 \neq 0$, получим все соотношения, справедливые для двойного дифференциала, с той лишь разницей, что величина i_{13} соответственно должна быть определена из формулы (80).

Для цифрового примера используем данные червячного дифференциала трактора Ганомат¹.

Числа зубьев шестерен дифференциала трактора Ганомат следующие: $A_4 \equiv 27$, $B_4 \equiv 12$, $C \equiv 3$ (червяк трехходовой самотормозящийся), $D \equiv 14$, $B_1 = B_2 \equiv 12$, $A_1 = A_2 \equiv 20$, $A_5 \equiv 24$ и на правой стороне: шестерня, сидящая на червячном валу $B_5 \equiv 11$ и паразитная $F \equiv 12$.

Передаточное число червячной пары

$$\frac{C}{D} = \frac{3}{14}.$$

При затянутом тормозе левой стороны, т. е. при повороте налево, $n_4 = 0$

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1 - \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D} = 1 - \frac{27 \cdot 12 \cdot 3}{20 \cdot 12 \cdot 14} = 1 - 0,289 = 0,711,$$

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = 1 + \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D} = 1 + \frac{27 \cdot 12 \cdot 3}{20 \cdot 12 \cdot 14} = 1 + 0,289 = 1,289.$$

Следовательно, при повороте налево

$$i_{\max} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1 + \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D}}{1 - \frac{A_4 B_1 C}{A_1 B_4 D}} = \frac{2}{i_{13}} - 1 = \frac{2}{0,711} - 1 = 1,81.$$

¹ У трактора Ганомат схема отличается от приведенной тем, что червячный валик с одной тормозной шестерней связан непосредственно через сателлит B_4 а с другой через паразитную шестерню.

При ширине колеи $B = 2$ м минимальный радиус по формуле (68) определим:

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_{\max}}{i_{\max} - 1} = \frac{1,81}{1,81 - 1} = 2,22.$$

$$R_{\min} = 4,44 \text{ м.}$$

При повороте направо (т. е. при $n_1 = 0$) получим:

$$i_{28} = \frac{n_2}{n_3} = 1 - \frac{A_1 B_3 C}{A_2 B_5 D} = 1 - \frac{24 \cdot 12 \cdot 3}{20 \cdot 11 \cdot 14} = 1 - 0,28 = 0,72,$$

$$i_{18} = \frac{n_1}{n_3} = 1 + \frac{A_5 B_2 C}{A_2 B_5 D} = 1 + \frac{24 \cdot 12 \cdot 3}{20 \cdot 11 \cdot 14} = 1 + 0,28 = 1,28,$$

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2}{i_{28}} - 1 = \frac{1,28}{0,72} - 1 = \frac{2}{0,72} - 1 = 1,78.$$

Здесь i_{\max} берется, как отношение $\frac{i_{18}}{i_{28}} = \frac{n_1}{n_2}$ потому, что забегающей полуосью является первая, по нашим обозначениям, полуось. Минимальный радиус поворота будет:

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_{\max}}{i_{\max} - 1} = \frac{1,78}{0,78} = 2,28.$$

При $B = 2$ м, $R_{\min} = 2 \cdot 2,28 = 4,56$ м, т. е. при повороте направо минимальный радиус поворота несколько больше, чем при повороте налево. Практически эта разница незаметна.

3. Динамика двойного дифференциала

Динамику двойного дифференциала будем рассматривать для установившегося равномерного вращения всех его элементов, когда угловые ускорения равны нулю, а следовательно, равны нулю и инерционные моменты от вращающихся частей. Для простоты рассмотрения все выводы проведем применительно к цилиндрическому дифференциалу (фиг. 28), так как они справедливы и для конического.

Из условия равновесия всего дифференциала под действием заданных сил сопротивления движению, приложенных к полуосям, силы трения тормоза и силы, действующей от двигателя, можем написать:

$$P_3 A_3 = P_1 A_1 + P_2 A_2 + P_4 A_4. \quad (83)$$

С другой стороны, из условия равновесия сателлитов B_1 и B_4 (фиг. 29)

$$P_1 B_1 - P_2 B_1 + P_4 B_4 = 0. \quad (84)$$

Умножив выражение (83) на B_4 и подставив вместо последнего члена правой части его выражение из формулы (84), получим

$$P_3 A_3 B_4 = P_1 A_1 B_4 + P_2 A_2 B_4 - P_1 B_1 A_4 + P_2 B_1 A_4$$

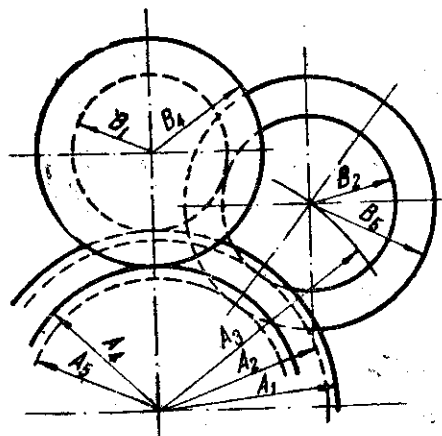
и определим P_3 :

$$P_3 = \frac{A_1}{A_3} \left[P_2 \left(1 + \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} \right) + P_1 \left(1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} \right) \right].$$

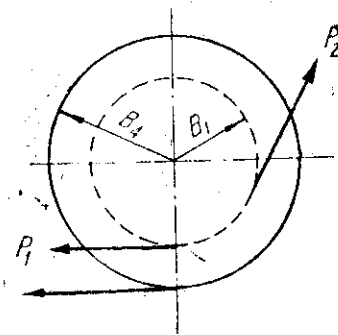
Замечая, что $1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4}$ есть передаточное отношение $i_{13} = \frac{n_1}{n_3}$ при

натянутом тормозе, т. е. при $n_4 = 0$, а $1 + \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4}$ равно $2 - i_{13}$, получим окончательно зависимость между усилиями P_1 , P_2 и P_3 :

$$P_3 = \frac{A_1}{A_3} \left[(2 - i_{13}) P_2 + i_{13} P_1 \right]. \quad (85)$$



Фиг. 28. Схема сцепления шестерен и обозначений радиусов в цилиндрическом двойном дифференциале.

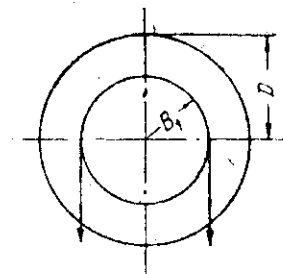


Фиг. 29. Схема окружных усилий, действующих на сателлиты B_4 и B_1 .

Отметим, что окружное усилие на тормозном барабане P_4 из выражения (84) может быть написано в таком виде:

$$P_4 = \frac{B_1}{B_4} (P_2 - P_1). \quad (86)$$

Все эти уравнения справедливы и для конического двойного дифференциала. Точки приложения всех окружных усилий по формулам будут получаться в полюсах приведенного дифференциала, по которым нетрудно определить усилия на действительных радиусах шестерен.



Фиг. 30. Схема окружных усилий, действующих на сателлиты B_1 и D' .

Пользуясь приведенным выше методом, определим зависимость между окружными усилиями на полуосевых шестернях, в полюсе зацепления коронной шестерни и в тормозном полюсе P_4 для червячного дифференциала.

Внешними, приложенными к дифференциалу, моментами являются моменты сопротивления вращению $M_1 = P_1 A_1$ и $M_2 = P_2 A_2$. Момент, подводимый к дифференциалу от двигателя, $M_3 = P_3 A_3$ и тормозной момент $M_T = P_4 A_4$, где P_3 — окружное усилие в полюсе зацепления коронной шестерни, радиус которой A_3 .

Условие равновесия, аналогично уравнению (83), будет:

$$P_3 A_3 = P_1 A_1 + P_2 A_2 + P_4 A_4. \quad (87)$$

Из условия равновесия сателлитов B_1 и D (фиг. 30)

$$P_D D' - P_2 B_1 + P_1 B_1 = 0,$$

$$P_D = \frac{B_1}{D'} (P_2 - P_1), \quad (87)$$

где P_D — окружное усилие, касательное к начальной окружности червячного колеса, и D' — радиус червячного колеса по начальной окружности.

Условия равновесия червяка C и сателлита B_4 (фиг. 31)

$$P_4 B_4 = P_c \cdot C'$$

или

$$P_4 = P_c \cdot \frac{C'}{B_4}, \quad (88)$$

где P_4 — окружное усилие на тормозном полюсе,
 P_c — окружное усилие в полюсе зацепления червячка с червячным колесом, касательное к начальной окружности червяка;

Между усилиями P_c и P_D имеет место зависимость

$$P_c = P_D \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (89)$$

где α — угол подъема винтовой линии червяка,

ρ — угол трения,
 $\mu = \operatorname{tg} \rho$ — коэффициент трения материала червяка и червячного колеса, зависящий от материала, качества обработки, скорости скольжения и смазки.

Для самотормозящихся червяков обычно принимают $\alpha = 6^\circ$ и $\mu = 0,1$, чему соответствует $\rho = 5^\circ 43' \approx 6^\circ$, т. е.

приблизительно угол подъема винтовой линии должен быть несколько меньше угла трения.

Подставив значение P_D из уравнения (87) в уравнение (89), получим:

$$P_c = \frac{B_1}{D'} (P_2 - P_1) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho). \quad (90)$$

Подставив значение P_c в соотношение (88), получим величину тормозного усилия P_4 в зависимости от усилий на полюсах.

$$P_4 = \frac{B_1}{D'} \cdot \frac{C'}{B_4} \cdot (P_2 - P_1) \operatorname{tg}(\alpha + \rho). \quad (91)$$

Заменим в последнем выражении отношение радиусов червяка и червячного колеса отношением числа ходов и числа зубьев шестерни по формулам:

$$2C' = \frac{at}{\pi \operatorname{tg} \alpha}, \quad (92)$$

$$D' = \frac{zt}{\pi}, \quad (93)$$

где a — число ходов червяка,
 z — число зубьев червячного колеса,
 t — шаг червячного колеса в мм.

Отсюда отношение радиусов будет:

$$\frac{C'}{D'} = \frac{a}{z \operatorname{tg} \alpha} \quad (94)$$

или

$$\frac{C'}{D'} = \frac{C}{D \operatorname{tg} \alpha}. \quad (94')$$

Подставив в формулу (91), получим:

$$P_4 = \frac{B_1 a}{B_4 z} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot (P_2 - P_1). \quad (95)$$

Отношение тригонометрических функций, входящих в последнее равенство, равно величине, обратной к п. д. червячной пары, т. е.

$$\eta_u = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad (95')$$

или наиболее распространенного случая самотормозящегося червяка

$$\eta_u = \frac{\operatorname{tg} 6^\circ}{\operatorname{tg} 12^\circ} \approx 0,5;$$

подставив в формулу (93), будет иметь

$$P_4 = \frac{2B_1}{B_4} \cdot \frac{a}{z} (P_2 - P_1). \quad (96)$$

Последнее уравнение является основным и для определения тормозного момента в следующем отделе.

Подставив в уравнение (83) значение P_4 из последнего выражения, получим (при $A_1 = A_2$):

$$P_3 A_3 = P_1 A_1 + P_2 A_1 + \frac{2B_1 a}{B_4 z} (P_2 - P_1) A_4.$$

Разделив все выражение на A_1 и вынеся за скобки P_1 и P_2 , получим:

$$P_3 \frac{A_3}{A_1} = P_1 \left(1 - \frac{2A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} \right) + P_2 \left(1 + \frac{2A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} \right),$$

или

$$1 - \frac{2A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} = 1 - \frac{A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} - \frac{A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} = i_{13} - (1 - i_{13})$$

(так как $\frac{a}{z} = \frac{C}{D}$) и

$$1 + \frac{2A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} = 1 - \left(1 - \frac{A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} - \frac{A_4 B_1 a}{A_1 B_4 z} \right) + 1 =$$

$$= 2 - [i_{13} - (1 - i_{13})] = 2 - i_{13} + 1 - i_{13} = 3 - 2i_{13}.$$

Окончательно получим для червячного дифференциала:

$$P_3 = \frac{A_1}{A_3} [P_2 (3 - 2i_{13}) + P_1 (2i_{13} - 1)]. \quad (97)$$

4. Баланс мощности при двойном дифференциале

Основные соотношения между мощностями при повороте

Мощность двигателя. К коробке сателлитов подводится во все время движения мощность двигателя

$$N_e = \frac{P_3 v_3}{270 \eta} \quad (98)$$

Эта мощность расходуется на преодоление внешних сопротивлений (N_0) и на трение тормоза (N_T).

По формуле (85)

$$P_3 = \frac{A_3}{A_3} [(2 - i_{13}) P_2 + i_{13} P_1].$$

Окружные усилия (P_1 и P_2) на полуосевых шестернях выразим через силы тяги на забегавшей и отстающей гусенице, а скорость v_3 заменим скоростями соответствующих гусениц. Из условия равновесия полуоси с бортовой передачей и ведущим колесом имеем зависимости:

$$P_1 = F_1 \frac{R_k}{A_1 i_k}, \quad (99)$$

$$P_2 = F_2 \frac{R_k}{A_2 i_k}; \quad (100)$$

так как

$$A_1 = A_2,$$

то, подставив в выражение (85), будем иметь:

$$P_3 = \frac{R_k}{A_3 i_k} [(2 - i_{13}) F_2 + i_{13} F_1]. \quad (101)$$

Для определения v_3 заметим, что между числами оборотов полуосей

околожными скоростями гусениц существует зависимость $n_1 = \frac{v_1 \cdot i_k}{R_k}$

$n_2 = \frac{v_2 \cdot i_k}{R_k}$, и получим:

$$v_3 = A_3 n_3 = A_3 \frac{n_1 + n_2}{2} = \frac{A_3 i_k}{R_k} \cdot \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (102)$$

Подставив в формулу (98), получим:

$$N_e = \frac{v}{270 \eta} [(2 - i_{13}) F_2 + i_{13} F_1], \quad (103)$$

где v — скорость центра тяжести машины, выраженная в км/час, η — к. п. д. трансмиссии.

Мощность, расходуемая в тормоз. Мощность, расходуемая на внешние сопротивления, как и ранее (ф-ла 4), определяется как сумма мощностей, расходуемых на обеих гусеницах, т. е.

$$N_0 = \frac{F_2 v_2 + F_1 v_1}{270 \eta}.$$

В тормоз расходуется

$$N_T = N_e - N_0.$$

Произведя вычитание, получим:

$$N_T = N_e - N_0 = \frac{1}{2 \cdot 270 \eta} [(2 - i_{13}) F_2 v_2 + (2 - i_{13}) F_2 v_1 + i_{13} F_1 v_2 + i_{13} F_1 v_1 - 2 F_2 v_2 - 2 F_1 v_1].$$

После приведения подобных и вынесения за скобки получим:

$$N_T = \frac{F_2 - F_1}{270 \eta} (v_1 - i_{13} v). \quad (104)$$

Или, подставив значение сил тяги F_1 и F_2 , получим:

$$N_T = \frac{v_1}{270 \eta} \cdot \frac{\mu \cdot GL}{2B} \cdot K'' \cdot (1 - i_{13} \frac{v}{v_1}). \quad (105)$$

Тормозной момент. Тормозной момент при повороте с равномерным вращением всех элементов двойного дифференциала равен:

$$M_T = P_4 A_4. \quad (106)$$

Подставив P_4 , из соотношения (86) получим:

$$M_T = A_4 \cdot \frac{B_1}{B_4} \cdot (P_2 - P_1).$$

Заменив P_2 и P_1 их значениями, выраженными через силы тяги F_2 и F_1 , по формулам (99) и (100) получим:

$$M_T = \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} \cdot \frac{R_k}{i_k} \cdot (F_2 - F_1). \quad (106')$$

Замечая, что

$$\frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} = 1 - i_{13}$$

и подставляя в последнее выражение, получаем окончательно:

$$M_T = (1 - i_{13}) \frac{R_k}{i_k} (F_2 - F_1). \quad (106'')$$

Или, подставив значение сил тяги F_2 и F_1 , можем выразить в форме:

$$M_T = (1 - i_{13}) \frac{R_k}{i_k} \cdot \frac{\mu \cdot G \cdot L}{2B} \cdot K'' \quad (106''')$$

Последнее выражение показывает, что тормозной момент при двойном дифференциале обычной конструкции (i_{13} правильная дробь) меньше тормозного момента при простом дифференциале.

Расчетный (максимальный) тормозной момент. Определим, как и в первых двух типах механизмов поворота, тормозной момент по условию использования всего запаса сцепления на забегавшей гусенице при $\varphi = 0,1$, $k = 1$.

Максимальная сила тяги на забегавшей гусенице равна $0,5 G$ и при $K'' = 1$.

$$F_2 = 0,5 G = \left(\frac{\varphi}{2} + \frac{\mu L}{4B} \right) G = (0,05 + c) G,$$

откуда $e = 0,45$, и тогда:

$$F_1 = \left(\frac{\varphi}{2} - \frac{\mu L}{4B} \right) G = (0,05 - 0,45) G = -0,4 G.$$

Подставляя значения F_2 и F_1 в формулу (106"), получим:

$$M_{T_{\max}} = 0,9 (1 - i_{13}) G \cdot \frac{R_{\kappa}}{i_{\kappa}}. \quad (107)$$

Изменение распределения мощности в зависимости от радиуса поворота

Ранее было установлено понятие о коэффициенте тормозной мощности и было показано изменение его в зависимости от радиуса поворота под влиянием центробежной силы. Возьмем этот же коэффициент ψ и в данном случае для исследования изменения всех величин в зависимости от радиуса поворота.

Мощность двигателя. Подставив в формулу (103) значения сил тяги и вынеся за скобки величину φG (представляющую собой величину сопротивления движению на прямолинейном участке), получим:

$$N_e = \frac{\varphi G \cdot v}{270 \eta} \cdot \left[(2 - i_{13}) \left(\frac{1}{2} + \frac{\mu L}{\varphi 4B} K'' \right) + i_{13} \left(\frac{1}{2} - \frac{\mu L}{\varphi 4B} K'' \right) \right]$$

но, так как

$$\frac{-F_1}{F} = \frac{-F_1}{\varphi G} = \frac{\mu L}{\varphi 4B} K'' - \frac{1}{2} = \psi,$$

то член, стоящий во вторых круглых скобках, равен $(\psi + 1)$, а в третьих $(-\psi)$.

Подставив эти значения в последнее выражение мощности, получим:

$$N_e = \frac{\varphi G \cdot v}{270 \eta} [(2 - i_{13})(\psi + 1) - i_{13}\psi] \quad (108)$$

и заключаем, что мощность двигателя изменяется в зависимости от радиуса поворота вместе с изменением коэффициента ψ , так как $v = \text{const}$.

Мощность внешних сопротивлений. В разделе о простом дифференциале мощность N_0 уже была выражена через скорость v , коэффициент ψ и общее сопротивление движению φG формулой (47)

$$N_0 = \frac{\varphi G \cdot v}{270 \eta} \cdot \frac{2(R + B\psi)}{2R - B}.$$

В начальный момент поворота при $R = \infty$ мощность N_0 равна мощности, расходуемой на прямолинейное движение.

Мощность, расходуемая в тормоз. По формуле (105)

$$N_T = \frac{2v_1}{270 \eta} \cdot \frac{\mu \cdot GL}{4B} \cdot K'' \left(1 - i_{13} \frac{v}{v_1} \right),$$

но $\frac{2\mu GL}{4B} K'' = \varphi G (2\psi + 1)$ и из плана скоростей гусениц при повороте

$v_1 = v \cdot \frac{2(R - B)}{2R - B}$; подставив эти соотношения в формулу (105), получим:

$$N_T = \frac{\varphi G \cdot v}{270 \eta} \cdot (2\psi + 1) \cdot \frac{2(R - B)}{2R - B} \cdot \left[1 - i_{13} \frac{2R - B}{2(R - B)} \right]$$

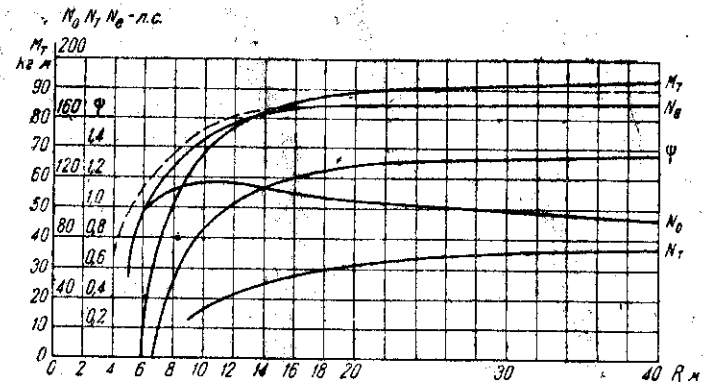
или, вводя в скобку члены, содержащие R , получим:

$$N_T = \frac{\varphi G \cdot v}{270 \eta} (2\psi + 1) \left[\frac{2(R - B)}{2R - B} - i_{13} \right]. \quad (109)$$

В начальный момент поворота при $R = \infty$

$$N_T = \frac{\varphi G v}{270 \eta} \cdot (2\psi_0 + 1) (1 - i_{13}). \quad (109')$$

Мощность, расходуемая в тормоз, как видно из формулы (109), уменьшением радиуса поворота уменьшается, так как ψ с уменьшением радиуса поворота также уменьшается.



Фиг. 32. Диаграмма изменения N_0 , N_e , N_T , ψ и M_T в зависимости от радиуса поворота при двойном дифференциале.

Тормозной момент. По формуле (106") тормозной момент при повороте с двойным дифференциалом равен

$$M_T = 2(1 - i_{13}) \cdot \frac{R_{\kappa}}{i_{\kappa}} \cdot \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4 \cdot B} K''.$$

Замечая, что

$$\frac{2 \cdot \mu \cdot G \cdot L}{4B} K'' = \varphi G (2\psi + 1),$$

получаем:

$$M_T = \varphi G \cdot \frac{R_{\kappa}}{i_{\kappa}} (1 - i_{13}) (2\psi + 1). \quad (110)$$

Тормозной момент, необходимый для поворота, увеличивается вместе с коэффициентом тормозной мощности ψ .

Для наглядного представления об изменении всех величин, рассмотренных в данном разделе по формулам (108), (109), (110), (47), по-

строены кривые (фиг. 32) для рассматриваемой ранее машины, т. е. при величинах $G = 10\,000$ кг, $v = 18$ км/час, $L = 3$ м, $B = 2$ м, $h = 0,8$ м, $\mu = 0,5$, $\varphi = 0,1$, передаточное отношение в дифференциале при полностью затянутом тормозе ($n_4 = 0$) $i_{13} = 0,75$, что соответствует

$$R_{\min} = 2,5 B, \quad R_{\kappa} = 0,4 \text{ м} \quad \text{и} \quad i_{\kappa} = 4.$$

5. Отношение мощности двигателя к мощности, передаваемой забегающей гусеницей

Для того, чтобы составить полное представление о распределении мощностей при повороте, рассмотрим отношение мощности двигателя, расходуемой при повороте, к мощности, передаваемой забегающей полуосью.

Мощность, расходуемая забегающей гусеницей, равна

$$N_2 = \frac{F_2 v_2}{270 \eta}. \quad (111)$$

Заменяя v_2 через скорость центра машины из плана скоростей, т. е.

$$v_2 = v \frac{R}{R - \frac{B}{2}} = \frac{v}{1 - \frac{B}{2R}}$$

$$F_2 = \varphi G (\psi + 1), \quad (112)$$

$$N_2 = \frac{\varphi G \cdot v}{270 \eta} \cdot \frac{\psi + 1}{1 - \frac{B}{2R}}. \quad (113)$$

Отношение мощностей получим делением формул (108) и (113).

$$\frac{N_e}{N_2} = \left(2 - i_{13} \cdot \frac{2\psi + 1}{\psi + 1} \right) \left(1 - \frac{2B}{R} \right). \quad (114)$$

Последнее выражение показывает, что при известных значениях ψ и i_{13} оно может быть меньше единицы.

Так, в рассмотренном ранее примере, в начальный момент поворота $R = \infty$; $\psi = \psi_0 = 1,375$, $i_{13} = 0,75$.

$$\frac{N_e}{N_2} = 2 - 0,75 \frac{2 \cdot 1,375 + 1}{1,375 + 1} = 2 - 1,025 = 0,975.$$

Это означает, что мощность двигателя меньше мощности забегающей полуоси, и что забегающая полуось передает грунту мощность, превышающую мощность двигателя. Откуда же появляется повышенная мощность забегающей полуоси? Из теории поворота известно, что в большинстве случаев поворота отстающая гусеница имеет силу тяги F_{11} , направленную против движения. Это означает, что сопротивление от прямолинейного движения и сопротивления от поворота таковы, что зубчатку отстающей гусеницы необходимо не вращать принудительно от двигателя, а наоборот, прикладывать к ней усилие, направленное против ее вращения, т. е. тормозить.

В двойном дифференциале тормоз непосредственно не действует на ведущую зубчатку. Благодаря же кинематической связи между отстающей и забегающей гусеницами, отрицательное усилие с отстающей гусеницы передается на забегающую полуось, увеличивая тем самым крутящий момент забегающей полуоси. Если система полуоси — грунт кинематически не замкнута, то приложенное к отстающей полуоси усилие от грунта (заставляющего гусеницу вращаться) не передается на забегающую полуось, как это имеет место у бортовых фрикционов, и идет на нагревание тормоза.

При кинематически замкнутой цепи в данном случае двойного дифференциала, благодаря связи между полуосями, часть энергии, минуя тормоз, свободно возвращается к забегающей гусенице.

Это возвращение энергии называется *рекуперацией* мощности и хорошо известно в электротехнике. В замкнутом электрическом контуре может циркулировать мощность, значительно превышающая подводимую и отводимую от контура. Закон сохранения энергии при этом не нарушается, так как внешние воздействия на контур находятся в равновесии, т. е. количество подводимой к контуру мощности равно количеству отдаваемой контуром мощности на внешнюю среду. Крутящий момент, подводимый двигателем к коробке сателлитов дифференциала, равен по формуле (101):

$$M_3 = P_3 A_3 = \frac{R_{\kappa}}{i_{\kappa}} [(2 - i_{13}) F_2 + i_{13} F_1].$$

Крутящий момент на забегающей полуоси равен:

$$M_2 = \frac{F_2 R_{\kappa}}{i_{\kappa}}.$$

Взяв отношение момента двигателя к моменту на забегающей полуоси, получим:

$$\frac{M_3}{M_2} = 2 - i_{13} + i_{13} \frac{F_1}{F_2} = 2 - i_{13} \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right) \quad (115)$$

или, замечая, что

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\varphi G \left(\frac{1}{2} - \frac{\mu L}{\varphi 4B} \cdot K'' \right)}{\varphi G \left(\frac{1}{2} + \frac{\mu L}{\varphi 4B} \cdot K'' \right)} = - \frac{\psi}{\psi + 1}$$

и, подставляя в последнее выражение, получим:

$$\frac{M_3}{M_2} = 2 - i_{13} \cdot \frac{2\psi + 1}{\psi + 1}. \quad (116)$$

6. Сравнение двойного дифференциала как механизма поворота с простым и с бортовыми фрикционами

Это сравнение нагляднее всего в отношении баланса мощности может быть сделано из рассмотрения кривых изменения величин N_e , N_T и M_T , в зависимости от радиуса поворота, построенных для одинаковых условий поворота и при одинаковых конструктивных характеристиках машины (см. фиг. 2, 9 и 32).

Мощности двигателя

По формулам (108, 49 и 28') и из кривых (для частного случая $i_{13} = 0,75$ для двойного дифференциала) видим, что мощность двигателя, расходуемая при повороте у двойного дифференциала, меньше, чем у простого дифференциала и у бортовых фрикционов.

Мощность, расходуемая в тормоз

По формулам (109, 48 и 25') и из рассмотрения кривых видим, что мощность, расходуемая в тормоз при двойном дифференциале, меньше, чем при простом и при бортовых фрикционах.

Тормозной момент

По формулам (110, 52 и 34) и из рассмотрения кривых видим, что тормозной момент, необходимый для поворота при двойном дифференциале, так же, как и мощность, расходуемая в тормоз, меньше, чем соответствующий тормозной момент при простом дифференциале и при бортовых фрикционах.

Влияние передаточного числа

Из тех же формул видно, что если $i_{13} = 1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} = 0$, что может быть при условии $B_4 = B_1$, то двойной дифференциал во всех отношениях работает, как простой.

Если $i_{13} = 1 - \frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} < 0$, что может быть при $B_4 < B_1$, то $R_{\min} < B$, т. е. центр вращения машины лежит внутри ширины колеи, и тогда мощность двигателя, тормозная мощность и тормозной момент больше, чем при простом дифференциале.

Конструктивные и производственные соображения

По конструкции двойной дифференциал сложнее простого, а следовательно, и дороже в производстве. В сравнении с бортовыми фрикционами преимуществом его является большая надежность действия, т. е. износ фрикционного материала, замасливание и коробление дисков в бортовых фрикционах, являющиеся нередким явлением, здесь устранены.

В производствах с хорошо налаженным зуборезным делом стоимость изготовления цилиндрических двойных дифференциалов может лишь незначительно превышать стоимость изготовления бортовых фрикционов.

Глава V

ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

1. Классификация и принцип действия

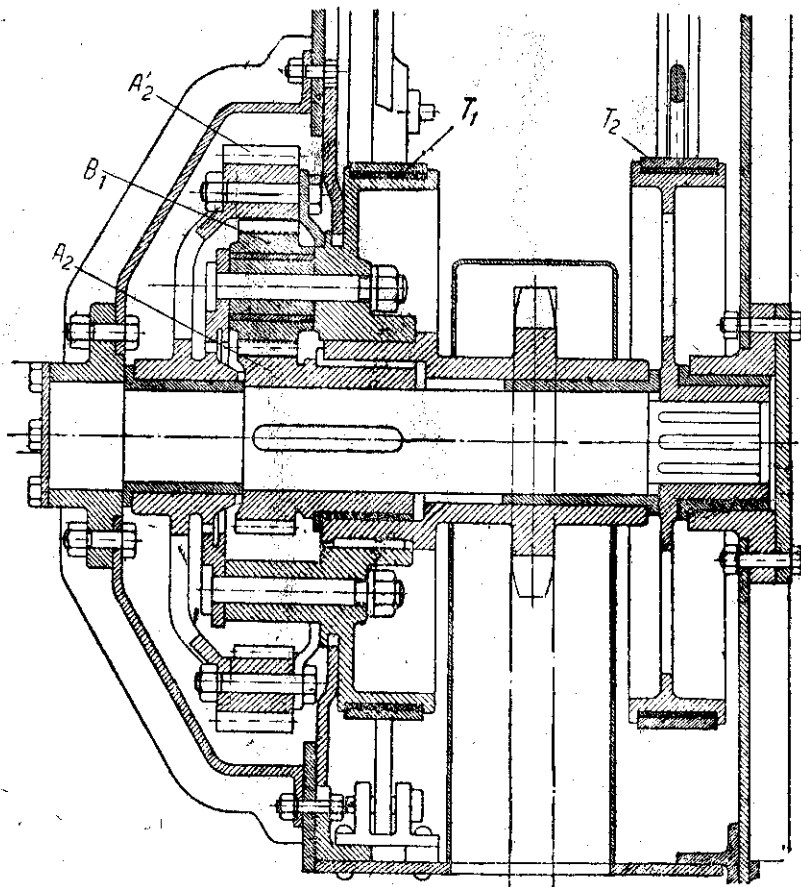
Планетарные механизмы поворота можно разделить по числу ступеней скорости на:

а) планетарные механизмы поворота с одной ступенью скорости и

б) планетарные механизмы поворота с двумя и более ступенями скорости.

По конструкции — на:

а) эпициклические, простые и двойные по числу полюсов зацепления, лежащих выше оси сателлитов (правильнее было бы назвать гипоциклические, так как точка сателлитов при движении описывает гипоциклоиду);



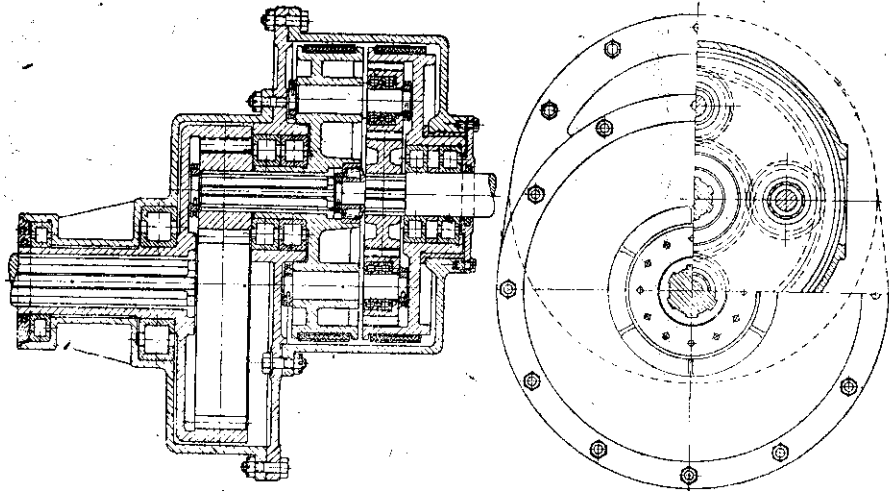
Фиг. 33. Планетарный одноступенчатый механизм поворота Вильсона.

б) планетарные, все полюсы зацепления которых — между центральной осью и осью сателлитов;

в) планетарно-фрикционные, представляющие собой комбинацию из фрикционной муфты и планетарной передачи или эпицикла;

г) червячные, в которых используется свойство кинематической необратимости самотормозящихся червяков,

Рассмотрим кратко устройство и принцип действия этих механизмов. Одноступенчатые планетарные механизмы поворота. В английских танках марки V образца мировой войны применялись впервые в танкостроении планетарные механизмы поворота Вильсона. Устройство его видно из схемы (фиг. 33). Здесь ведущая шестерня (соединенная с трансмиссией и двигателем) вращает венцы A'_2 , имеющий внутренние зубья. Солнечная шестерня A_2 и тормоз T_2 посажены на шпонках на общем валу, опирающемся на подшипники в корпусе танка. Оси сателлитов B_1 заделаны в стенку тормозного барабана T_1 , связанного через шпонку со ступицей ведущей звездочки цепной передачи к ведущему колесу гусеницы. Аналогичное устройство имеется для другой гусеницы.



Фиг. 34. Другая конструкция одноступенчатого планетарного механизма поворота.

При движении по прямой тормоза T_2 обеих гусениц затянуты, и ведущая шестерня через венцы и сателлиты, обкатывающиеся по неподвижной солнечной шестерне, вращает ведущую зубчатку цепной передачи.

При повороте тормоз T_2 отстающей гусеницы отпускается (это соответствует холостому ходу) и для создания отрицательной силы тяги затягивается тормоз T_1 . На забегавшей стороне, при этом, продолжает оставаться прежнее положение механизма. Таким образом поворот осуществляется так же, как и при бортовых фрикционах, с постоянной скоростью забегавшей гусеницы.

На фиг. 34 представлена конструкция аналогичного механизма поворота, отличающегося лишь конструктивным выполнением; ведущим элементом здесь является солнечная шестерня, ведомым — диск с осями сателлитов, а венцы эпицикла замыкается на тормоз.

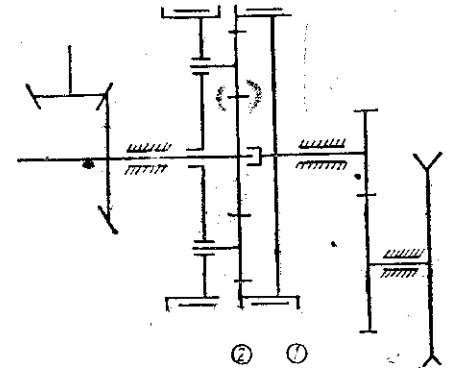
На фиг. 35 представлена схема аналогичного механизма. Здесь ведущим элементом является солнечная шестерня, зубчатый венцы связан с

бортовой передачей. Для прямолинейного движения тормозятся оси сателлитов.

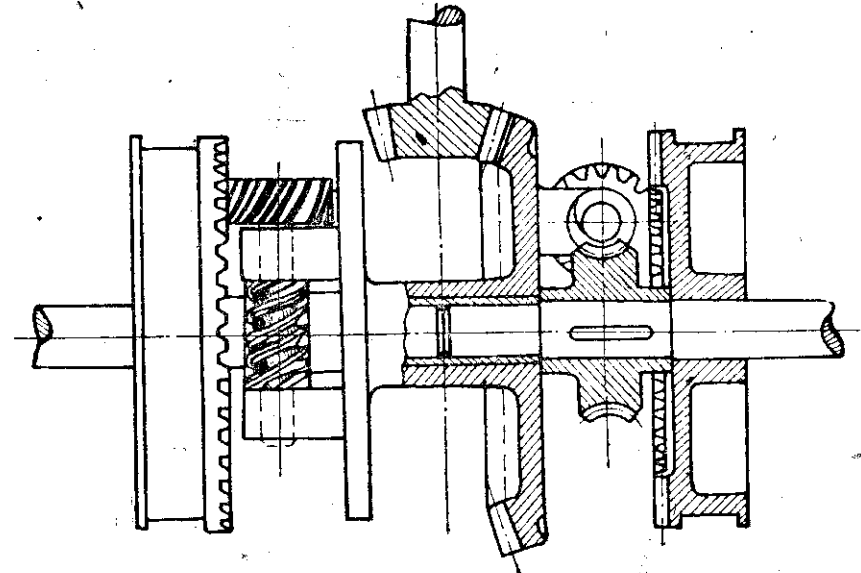
Все эти механизмы, кроме поворота, осуществляют еще передаточное отношение

На фиг. 36 дан червячный механизм поворота Рено. Большая коническая шестерня представляет одно целое с двумя дисками, имеющими приливы с подшипниками червяков. Червяки сцеплены с червячными колесами, сидящими на полуосях на шпонках; на осях червяков посажено по цилиндрической шестерне с гипоидальными зубьями. На полуосях свободно посажены тормозные барабаны, имеющие с торцевой стороны зубчатые венцы, сцепляющиеся с указанными шестернями. При прямолинейном движении оба тормоза отпущены, и весь механизм вращается, как одно целое, так как червяки самотормозятся.

При повороте затягивается тормоз отстающей стороны; червяк начинает вращаться вокруг своей оси, уменьшая при этом абсолютную угло-



Фиг. 35. Кинематическая схема одноступенчатого планетарного механизма поворота.



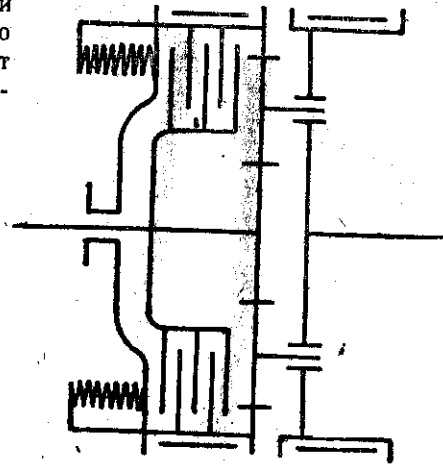
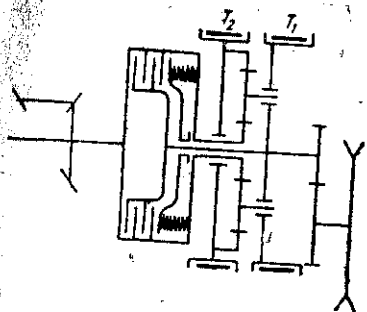
Фиг. 36. Схема червячного механизма поворота Рено.

вую скорость полуоси, в то время как число оборотов забегавшей полуоси остается неизменным. Так как отстающая гусеница полностью здесь не тормозится, то минимальный радиус поворота не равен ширине

колеи и зависит от величины передаточного отношения между тормозным барабаном и полуосью.

Двухступенчатые планетарные механизмы поворота. Стремление создать механизм поворота, обеспечивающий плавный поворот с различными радиусами, при минимальной затрате мощности на внутренние потери, привело к новым кинематическим схемам планетарных механизмов поворота.

На фиг. 37 изображена схема планетарно-фрикционного механизма поворота с двумя ступенями скорости. При прямолинейном быстром движении машины фрикционы включены, а тормоза отпущены. При больших радиусах поворота на отстающей стороне фрикцион выключается, затягивается тормоз T_2 и тогда, при неизменной скорости забегающей гусеницы, отстающая уменьшит свою скорость до предела, зависящего от передаточного числа планетарной передачи.



Фиг. 38. Другая схема планетарно-фрикционного механизма поворота.

Фиг. 37. Кинематическая схема планетарно-фрикционного механизма поворота.

При малых радиусах затягивается тормоз T_1 , и поворот будет происходить с радиусом, равным ширине колеи.

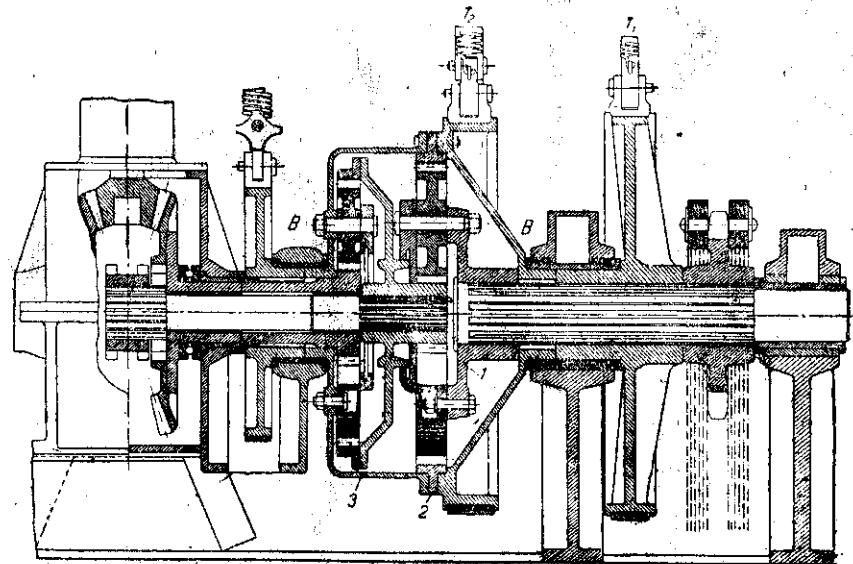
Этот механизм поворота служит одновременно и редуктором; для увеличения передаточного числа на обеих сторонах выключаются фрикционы и затягиваются тормоза T_2 . Поворот в этом случае осуществляется тормозом T_1 . Подобный планетарно-фрикционный механизм устанавливается в танках и только в качестве редуктора.

Приводы управления подобным механизмом поворота у танков марки V сведены к одной педали и двум рычагам-избирателям, с помощью которых осуществляется как поворот в любую сторону, так и торможение машины.

Схема аналогичного планетарно-фрикционного механизма поворота изображена на фиг. 38.

Прямая передача от ведомого к ведущему валу здесь осуществлена посредством сцепления ведомого вала с венцом эпицикла, благодаря которому при включенном фрикционе весь механизм вращается, как одно целое.

На фиг. 39 представлен планетарный механизм поворота английского танка марки VIII. От вала коробки перемены передач через коническую пару реверса вращается центральный вал механизма. На концах центрального вала на шлицах посажены выполненные за одно целое малая солнечная шестерня A_2 и ведущий венец эпицикла A_3' . Ведущая солнечная шестерня сцеплена с тремя сателлитами B_2 , оси которых закреплены в коробке сателлитов A_1 , сидящей на шлицах ведомого вала механизма. На ведомом валу на тех же шлицах посажены звездочка цепной передачи на ведущее колесо гусеничного хода и тормозной барабан для торможения гусеницы.



Фиг. 39. Планетарный двухступенчатый механизм поворота английского танка марки VIII.

Ведомые сателлиты B_2 , кроме того, сцеплены с зубчатым венцом A_2' медленной передачи с внутренним зацеплением, который закреплен в коробке, являющейся одновременно вращающимся картером с тормозным барабаном T_2 . В левой стенке картера укреплены оси сателлитов B_3 , сцепляющихся с ведущим венцом эпицикла A_3' и солнечной тормозной шестерней A_3 , сидящей свободно на центральном валу.

На шлицеванном конце ступицы шестерни A_3 посажен тормозной барабан T_3 быстрой передачи.

Быстрое прямолинейное движение (вперед или назад, в зависимости от положения кулачковой муфты реверса) осуществляется сложной планетарной передачей. При этом на обеих сторонах затягиваются тормозные барабаны T_3 быстрой передачи, и шестерня A_3 останавливается. Ведущий венец A_3' эпицикла вместе с ведущей солнечной шестерней A_2 вращаются, как одно целое с центральным валом, а следовательно сателлиты B_3 , обкатываясь по солнечной шестерне, вращают весь картер, а

с ним и венца A_2 . Таким образом сателлиты B_2 получают два придаточных вращения: одно от тормозного венца A_2' и другое от ведущей солнечной шестерни A_2 . В результате, сателлиты будут вращаться как вокруг своих осей, так и вместе с осями вокруг центральной оси механизма, вращая ведомый вал.

Это число оборотов является нормальным при движении в средних по трудности условиях.

В трудных условиях прямолинейного движения увеличенное передаточное число получается от простого эпицикла. При затянутом тормозе T_2' заторможен картер, и движение передается через ведущую солнечную шестерню A_2 при обкатывании сателлитов B_2 по шестерне A_2' .

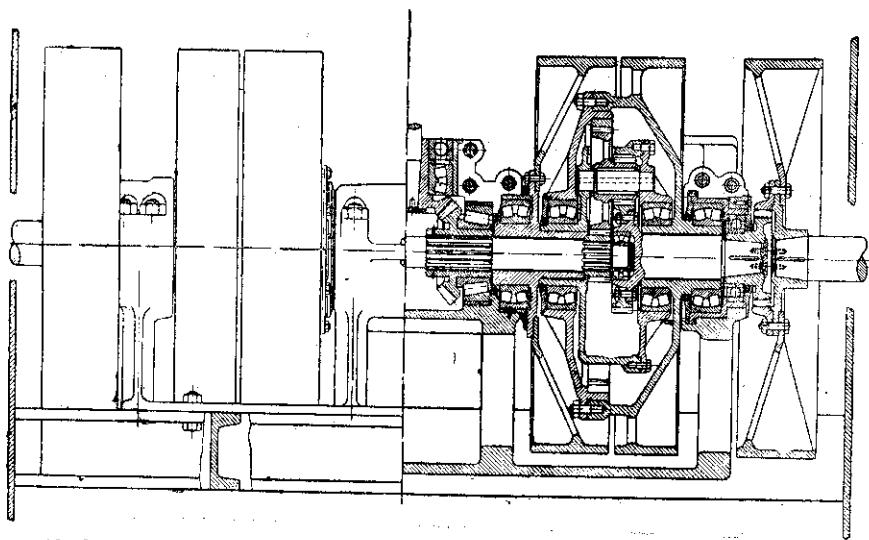
Возможные случаи поворота

а) при быстрой передаче на забегающей стороне включение медленной передачи на отстающей;

б) при быстрой передаче на забегающей стороне торможение отстающей гусеницы;

в) при медленной передаче на забегающей стороне и торможении отстающей гусеницы.

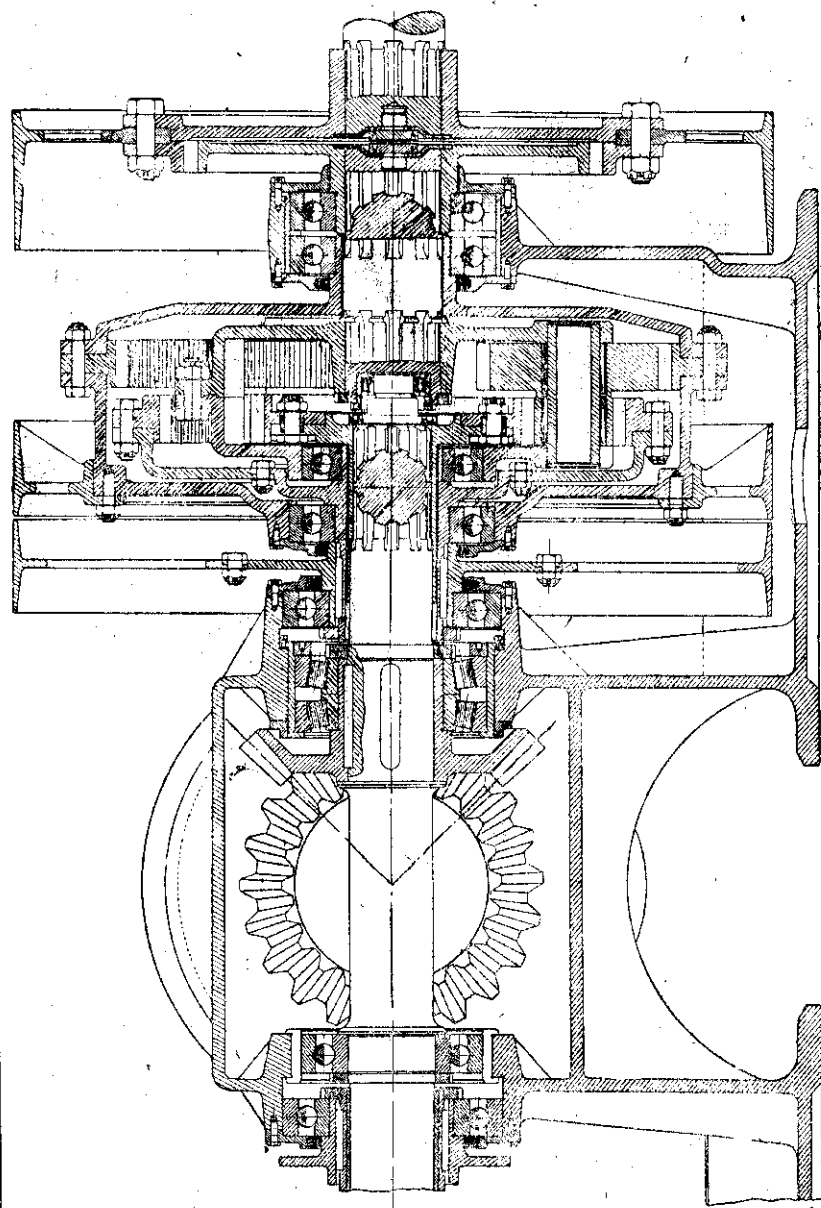
Во всех этих случаях поворота минимальный радиус поворота и расход мощности в тормоз будут различны.



Фиг. 40. Двухступенчатый планетарный механизм поворота с ведомой и ведущей солнечными шестернями.

На фиг. 40 представлен планетарный механизм поворота с двумя ступенями скорости: через простой эпицикл или через двухступенчатую шестеренную передачу в зависимости от того, какой тормоз затянут.

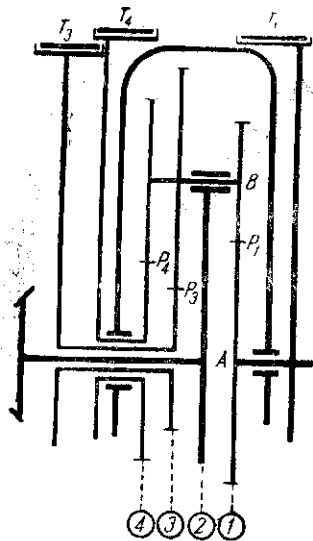
На фиг. 41 представлен планетарный механизм поворота, в котором ведущим элементом является центральная солнечная шестерня; ведомым — оси (коробка) сателлитов. Тормозные барабаны посажены на ступицы



Фиг. 41. Двухступенчатый планетарный механизм поворота с ведущей солнечной шестерней и ведомой коробкой сателлитов.

венцов эпицикла и на ведомую ось механизма (остановочный тормоз). При затягивании тормоза [малого венца эпицикла включается медленная передача, осуществляемая однорядным эпициклом.

Если затянут тормоз большого венца эпицикла, то включается быстрая передача через двухрядный эпицикл.



Фиг. 42. Кинематическая схема планетарного механизма поворота с ведущим элементом — коробкой сателлитов.

На фиг. 42 представлена схема двухступенчатого механизма поворота в виде планетарной передачи (т. е. все полюса зацепления находятся между центральной осью и осью сателлитов).

Здесь ведущим элементом является коробка сателлитов, ведомым — центральная солнечная шестерня. Торможением малой солнечной шестерни осуществляется быстрая передача, средней — медленная передача. Поворот осуществляется аналогично предыдущему.

На фиг. 43 показана конструкция всего заднего ведущего моста с аналогичными механизмами поворота, с бортовой передачей и ведущим колесом гусеничного хода. Характерной особенностью этой конструкции является расположение тормозов в масляном картере. Здесь ведущим элементом является малая солнечная шестерня, ведомым — средняя; торможению коробки сателлитов соответствует быстрая передача и торможению большой солнечной шестерни — медленная передача.

2. Кинематика планетарных механизмов поворота

Методы анализа кинематики планетарных механизмов изложены в разделе „Планетарные передачи“. Здесь применимы лишь эти приемы для определения передаточных чисел механизмов поворота.

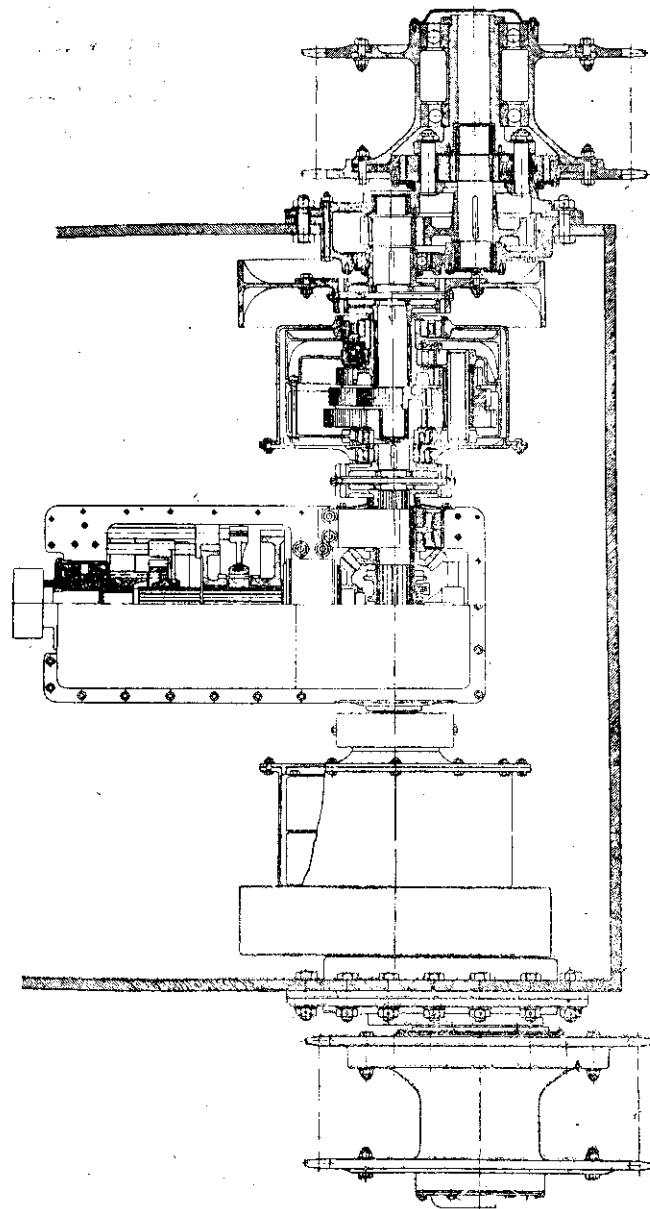
Одноступенчатые механизмы

Планетарный механизм Вильсона (фиг. 44). Построив план скоростей (фиг. 45), определим передаточное отношение механизма.

Если число оборотов ведущего венца равно n_2 , то окружная скорость $v_2 = A_2 n_2$ и окружная скорость осей сателлитов (ведомый элемент) $v_1 = A_1 n_1$.

Из треугольника $P_2'P_2d$ имеем $\frac{v_2}{v_1} = \frac{2B}{B} = 2$, откуда, подставив выражение скоростей v_1 и v_2 , получим передаточное отношение, как отношение числа оборотов ведущего элемента к ведомому.

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} = \frac{2A_1}{A_2'} \quad (117)$$



Фиг. 43. Конструкция заднего ведущего моста с двухступенчатым планетарным механизмом поворота.

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} = 1 + \frac{A_2}{A_1} \quad (117')$$

В общем случае при неполностью затянутом тормозе ($n_T \neq 0$) зависимость между числами оборотов элементов выразится формулой:

$$i_m n_1 = n_2 + n_T (i_m - 1). \quad (118)$$

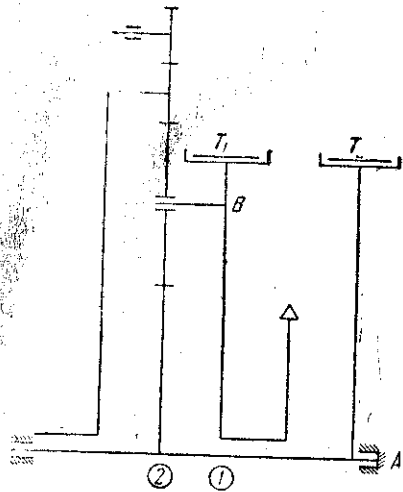
При подборе общего передаточного числа трансмиссии на каждой скорости это передаточное число i_m должно быть учтено. Минимальный радиус поворота, как указано выше, равен ширине колеи машины.

Аналогично построив план скоростей (фиг. 45б) для механизма, представленный на фиг. 46, получим:

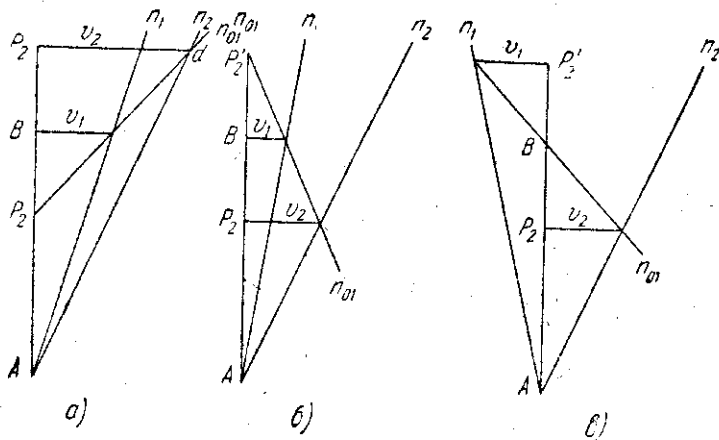
$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_2 n_2}{A_1 n_1} = 2;$$

$$i_m \frac{n_2}{n_1} = \frac{2A_1}{A_2} = \frac{2(A_2 + B_2)}{A_2},$$

$$i_m = 1 + \frac{A_2'}{A_2} = 2 + \frac{2B_2'}{A_2}. \quad (119)$$



Фиг. 44. Кинематическая схема одноступенчатого планетарного механизма поворота. т. е.



Фиг. 45. Планы скоростей одноступенчатого планетарного механизма поворота.

В случае простого эпицикла, в котором ведомым элементом является венец и тормозным — оси сателлитов (фиг. 35), построив план скоростей (фиг. 45), убеждаемся в том, что зубчатый венец вращается в сто-

рону, противоположную вращению ведущей солнечной шестерни. Передаточное отношение легко определяется из плана скоростей

$$-\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1 n_2}{A_1 n_1} = -1,$$

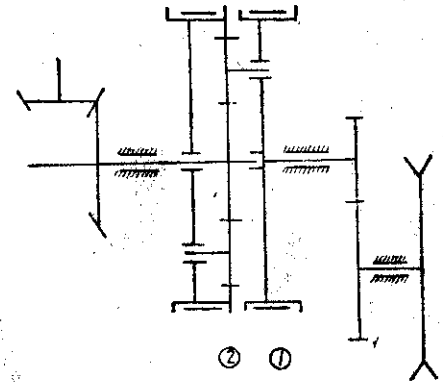
так как окружные скорости сателлита $v_1 = v_2$.

Отсюда

$$-i_m = \frac{n_2}{n_1} = \frac{A_1'}{A_1} = \frac{A_1 + 2B_1}{A_1} = 1 + \frac{2B_1}{A_1}. \quad (119')$$

Передаточные отношения червячного механизма поворота

Обозначив числа зубьев торцевой гипоидной шестерни тормозного барабана (фиг. 47) через A_4 , сцепленной с ней шестерни (сидящей на валу червяка) через B_4 , число ходов червяка b_1 , а число зубьев червячного колеса A_1 , определим по способу Свампа передаточное отношение при затянутом полностью тормозе T между коронной шестерней A_3 и полуосью A .



Фиг. 46. Кинематическая схема другого одноступенчатого планетарного механизма поворота.

A_3	A_1	$b_1 B_4'$	A_4
n_3	n_3	0	n_3
0	$-\frac{A_4 b_1}{A_1 B_4} (n_3 - n_4)$	$\frac{A_4}{B_4} (n_3 - n_4)$	$-(n_3 - n_4)$
n_3	$n_3 \left(1 - \frac{A_4 b_1}{A_1 B_4}\right) + n_4 \frac{A_4 b_1}{A_1 B_4}$	$\frac{A_4}{B_4} (n_3 - n_4)$	n_4

Из таблицы видим, что при полностью затянутом тормозе, т. е. $n_4 = 0$, одному обороту коробки A_3 соответствует $1 - \frac{A_4 b_1}{A_1 B_4}$ оборотов полуоси, при этом знак может быть и плюс, если при конструировании выбрать червяк правого вращения.

Передаточное число будет:

$$i_m = \frac{1}{1 - \frac{A_4 b_1}{A_1 B_4}} \quad (120)$$

Или в общем случае при $n_4 \neq 0$, учтя (120), можем написать:

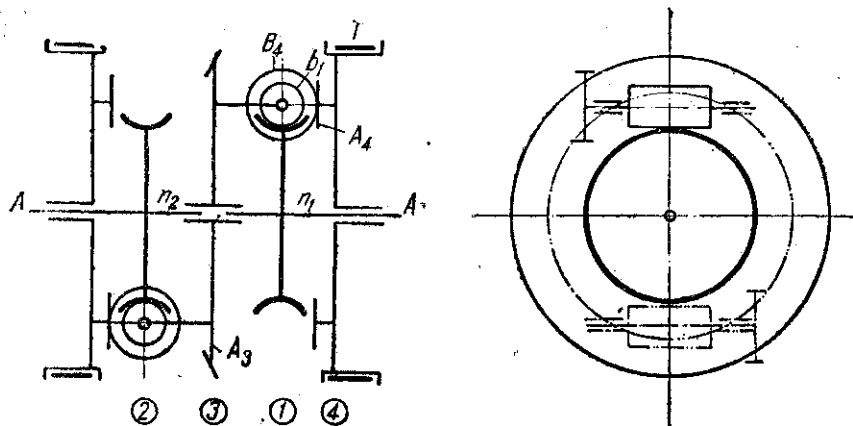
$$n_1 i_m = n_3 + n_4 (i_m - 1). \quad (121)$$

Минимальный радиус поворота определится из плана скоростей гусениц при повороте, учитывая, что число оборотов забегавшей полуоси равно n_3 .

$$\frac{R_{\min}}{R_{\min} - B} \cdot \frac{v_3}{v_1} = \frac{n_3}{n_1} = i_m, \quad (122)$$

откуда

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_m}{i_m - 1}. \quad (123)$$



Фиг. 47. Кинематическая схема червячного механизма поворота.

В частном случае при $A_4 = 80$, $B_4 = 12$, $b_1 = 1$ (червяк одноходовой самотормозящийся с углом подъема винтовой линии $\alpha = 5^\circ 58'$) $A_1 = 30$

$$i_m = \frac{1}{1 - \frac{80 \cdot 1}{30 \cdot 12}} = \frac{1}{1 - 0,222} = \frac{1}{0,778} = 1,28$$

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_m}{i_m - 1} = \frac{1,28}{1,28 - 1} = 4,56,$$

т. е. минимальный радиус поворота $R_{\min} \approx 4,5 B$. С применением гипоидной передачи между червяком и тормозным барабаном, позволяющей осуществлять передаточное отношение в одной паре до 1:12, а также улучшением профиля зуба червячного колеса, которое дает возможность иметь при одноходовом червяке число зубьев меньше 30, без подрезания, можно осуществить по данной схеме механизм и с меньшим минимальным радиусом поворота (порядка $R_{\min} = 2 \div 2,5 B$). Можно также несколько изменить кинематическую схему, заменив гипоидное зацепление цилиндрическим и введя еще одну пару шестерен.

Двухступенчатые планетарные механизмы поворота

Планетарно-фрикционные механизмы (фиг. 37—38) работают или аналогично описанному (замедленная скорость), или как бортовые фрикционы, или замедляют скорость отстающей гусеницы через планетарную передачу при прямой передаче на забегавшей.

Минимальный радиус поворота при прямой передаче на забегавшей стороне и замедленной на отстающей определяются из плана скоростей гусениц при повороте

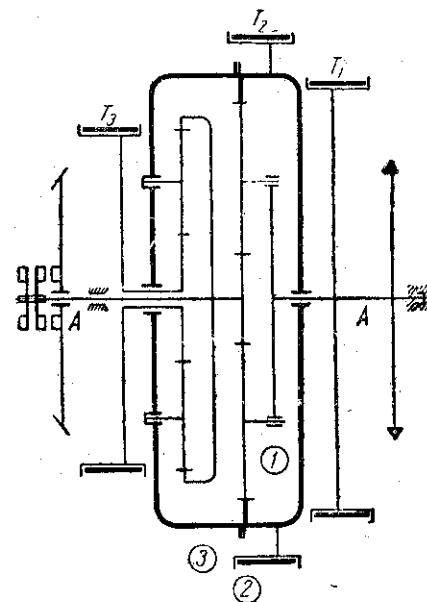
$$\frac{R_{\min}}{R_{\min} - B} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{n_2}{n_1} = i_m$$

или

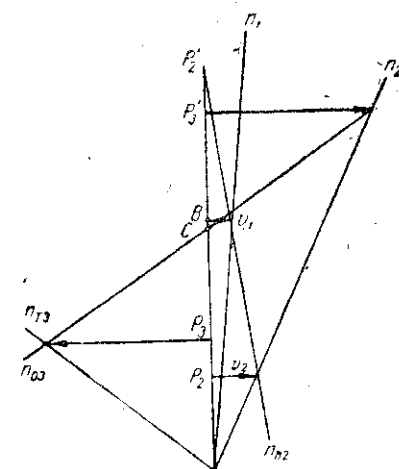
$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i_m}{i_m - 1}, \quad (124)$$

где

$$\frac{n_2}{n_1} = i_m = 1 + \frac{A'_2}{A_2}.$$



Фиг. 48. Кинематическая схема двухступенчатого механизма поворота с двойным эпициклом.



Фиг. 49. План скоростей для медленной передачи механизма поворота с двойным эпициклом (танка марки VIII).

В общем случае при $n_T \neq 0$ попережнему найдем

$$i_m n_1 = n_2 + n_T (i_m - 1).$$

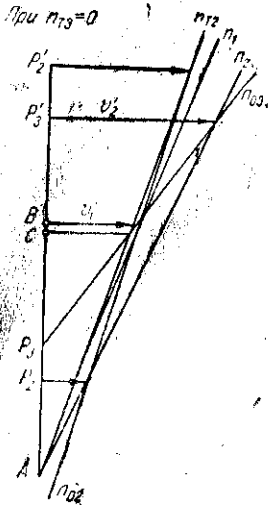
Эта зависимость является общей для всех рассматриваемых схем механизмов.

Один из выполненных планетарно-фрикционных механизмов, работавших удовлетворительно, имел числа зубьев $A'_2 = 64$; $A_2 = 32$; $B = 16$ и передаточное число $i_m = 3$.

Определим для двухступенчатого механизма поворота с двойным эпициклом (фиг. 48) танка марки VIII (фиг. 39) передаточные отношения механизма обеих передач.

Для медленной передачи, когда затянут тормоз T_2 , передаточное отношение определяется, как для простого эпицикла из плана скоростей (фиг. 49):

При $n_T = 0$



$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_2 n_2}{A_1 n_1} = 2,$$

откуда передаточное отношение между ведущим и ведомым элементом медленной передачи будет:

$$i_M = \frac{n_2}{n_1} = \frac{2A_1}{A_2}. \quad (125)$$

Или, заменяя A_1 расстояния между осями (сателлитов и центральной) радиусами шестерен, получим:

$$i_M = 1 + \frac{A_2'}{A_2} = 2 + \frac{2B_2'}{A_2}, \quad (126)$$

так как

$$A_1 = A_2 + B_2.$$

Проделав выводы кинематической зависимости при любом $n_T \neq 0$, получили бы также уравнение (118).

Передаточное отношение на быстрой передаче в данном случае удобнее определить методом Свампа (план скоростей см. фиг. 50).

Фиг. 50. План скоростей для быстрой передачи для механизма танка марки VIII.

A_2, A_3'	A_3	B_3	B_2	A_2'	A_1
$+1 + \frac{A_3}{B_3} \cdot \frac{B_3}{A_3}$	+1	0	0	+1	+1
	-1	$+\frac{A_3}{B_3}$	$-\frac{A_3}{A_3'} \cdot \frac{A_2}{2B_2}$	0	$+\frac{A_3}{A_3'} \cdot \frac{A_2}{2A_1}$
$1 + \frac{A_3}{A_3'}$	0	$\frac{A_3}{B_3}$	$-\frac{A_3}{A_3'} \cdot \frac{A_2}{2B_2}$	1	$1 + \frac{A_3}{A_3'} \cdot \frac{A_2}{2A_1}$

Следовательно, при затянутом тормозе ($n_T = 0$) за $1 + \frac{A_2}{A_3}$ оборота ведущего вала ведомый сделает $1 + \frac{A_3}{A_3'} \cdot \frac{A_2}{2A_1}$ оборота, и передаточное отношение между ними будет:

$$i_6 = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1 + \frac{A_3}{A_3'}}{1 + \frac{A_3}{A_3'} \cdot \frac{A_2}{2A_1}} \quad (127)$$

(при этом для $n_T \neq 0$ выражение (118) справедливо в этом случае, если под i_M понимать i_6),

где A_1 — расстояние между центральной осью и осью ведомых сателлитов в мм,

A_2 — радиус ведущей солнечной шестерни в мм,

A_3 — радиус тормозной солнечной шестерни в мм,

A_3' — радиус ведущего венца эпицикла в мм.

При этом $A_1 = A_2 + B_2$.

В частном случае рассматриваемый механизм имеет размеры $A_1 = 80$ мм, $A_2 = 30$ мм, $A_3 = 42$ мм, $A_3' = 114$ мм ($B_2 = 50$, $B_3 = 36$).

Передаточные отношения будут на медленной передаче:

$$i_M = 2 \left(1 + \frac{50}{30} \right) = 5,36;$$

на быстрой передаче:

$$i_6 = \frac{1 + \frac{42}{114}}{1 + \frac{42 \cdot 30}{114 \cdot 160}} = 1,28.$$

Минимальный радиус поворота, аналогично формуле (124), при включении замедленной передачи на отстающей стороне будет:

$$\frac{R_{\min}}{R_{\min} - B} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{n_2'}{n_1'}, \quad (a)$$

где n_2' и n_1' — числа оборотов ведущих зубчаток забегающей и отстающей гусениц.

Выразив n_2' и n_1' через число оборотов ведущего элемента (n_2), будем иметь:

$$n_2' = \frac{n_2}{n_6} \quad (b)$$

и

$$n_1' = \frac{n_2}{i_M}. \quad (c)$$

Подставив в выражение (a), получим:

$$\frac{R_{\min}}{R_{\min} - B} = \frac{i_M}{i_6}. \quad (128)$$

Обозначив отношение $\frac{i_M}{i_6} = i$, что является передаточным отношением между гусеницами, и подставив в формулу (128), получим:

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{i}{i-1}, \quad (129)$$

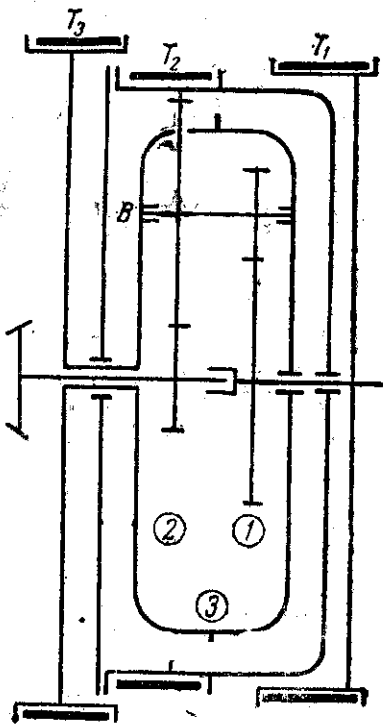
где по формулам (126) и (127)

$$i = 1 + \frac{A_3' \cdot A_2'}{(A_3' + A_3) A_2}. \quad (129')$$

В нашем случае при $i_m = 5,34$ и $i_6 = 1,28$

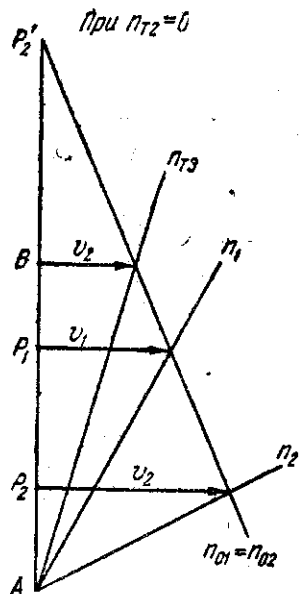
$$i = -\frac{5,34}{1,28} = 4,18;$$

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{4,18}{4,18-1} = 1,31, \text{ т. е. } R_{\min} = 1,3 B.$$



Фиг. 51. Кинематическая схема планетарного механизма поворота с ведущей и ведомой солнечными шестернями.

Как видно в данном механизме, минимальный радиус поворота мало отличается от ширины колеи.



Фиг. 52. План скоростей на медленной передаче для механизма поворота (фиг. 51).

При $n_T \neq 0$, как и ранее, $i_6 n_1 = n_2 + n_2 (i_6 - 1)$.

Аналогично этому для медленной передачи, при затянутом тормозе T_3 , найдем:

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} = \frac{A_1 B_2}{A_2 B_1} \quad (131)$$

и, при $n_T \neq 0$,

$$i_m n_1 = n_2 + n_{T_3} (i_m - 1).$$

Передаточное отношение между полуосями, при включении быстрой передачи на забегающей и медленной—на отстающей стороне, получим, разделив последние формулы друг на друга:

$$i = \frac{i_m}{i_6} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{B_2}{B_1} \right). \quad (132)$$

Отношение минимального радиуса поворота к ширине колеи машины определяется по формуле (129). В данном случае в формулу (129) удобно подставить значение i из (132). Тогда получим:

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{B_1 + B_2}{B_2 - B_1}. \quad (133)$$

В частном случае, при числах зубьев центральной ведомой шестерни $A_1 = 42$, сцепленного с ней сателлита $B_1 = 15$, ведущей солнечной шестерни $A_2 = 18$, сцепленного с ней сателлита $B_2 = 39$, подставляя в приведенные формулы вместо радиусов числа зубьев, будем иметь:

$$i_6 = \frac{2 \cdot 42 \cdot 39}{18(15 + 39)} = 3,37,$$

$$i_m = \frac{42 \cdot 39}{18 \cdot 15} = 6,06.$$

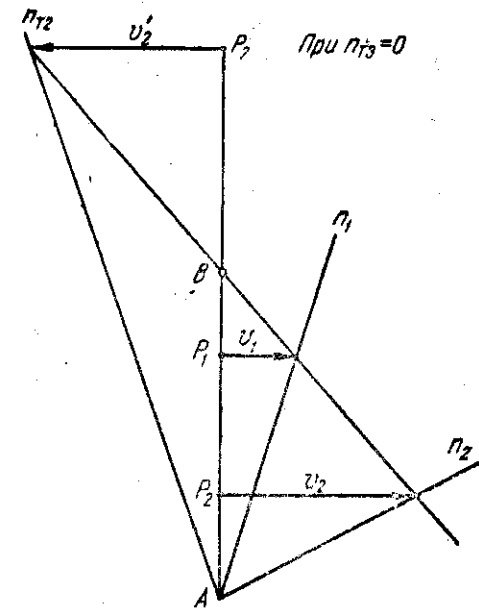
Передаточное отношение между полуосями

$$i = \frac{i_m}{i_6} = \frac{6,06}{3,37} = 1,8.$$

И минимальный радиус поворота по формуле (129) или (133) будет

$$R_{\min} = \frac{1,8}{1,8-1} \cdot B = 2,25 \cdot B.$$

При конструировании двухступенчатого планетарного механизма поворота отправными данными должны служить не только минимальный



Фиг. 53. План скоростей на быстрой передаче для механизма поворота (фиг. 51).

На фиг. 51 представлена схема планетарного механизма поворота, конструкция которого дана на фиг. 40.

Передаточные отношения на быстрой и медленной передаче определяются из рассмотрения планов скоростей (фиг. 52, 53).

Для быстрой передачи, когда затянут тормоз T_2 , из подобия треугольников плана скоростей имеем:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_2 n_2}{A_1 n_1} = \frac{2B_2}{B_1 + B_2}.$$

Отсюда передаточное число, осуществляемое механизмом на быстрой передаче,

$$i_6 = \frac{n_2}{n_1} = \frac{2A_1 \cdot B_2}{A_2 (B_1 + B_2)}. \quad (130)$$

радиус поворота, но и целесообразная величина передаточного отношения с точки зрения получения желательной гаммы скоростей, т. е. расчет следует вести одновременно с выбором передаточных чисел в коробке передач.

Кинематика планетарного двухступенчатого механизма поворота

На фиг. 54 представлен план скоростей для быстрой и медленной (пунктиром) передачи механизма, кинематическая схема которого представлена на фиг. 42.

Из плана скоростей быстрой передачи (затянут тормоз T_3), взяв отношения скоростей, найдем:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{B_3}{B_3 - B_1}$$

$$\text{и } i_6 = \frac{n_2}{n_1} = \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{B_3}{B_3 - B_1} \quad (134)$$

или

$$\frac{1}{i_6} = 1 - \frac{A_2 B_1}{A_1 B_3} \quad (134')$$

Для медленной передачи соответственно (затянут тормоз T_4):

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{B_4}{B_4 - B_1}$$

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} = \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{B_4}{B_4 - B_1} \quad (135)$$

или

$$\frac{1}{i_m} = 1 - \frac{A_2 B_1}{A_1 B_4} \quad (135')$$

При этом, как и ранее, $i_m \cdot n_1 = n_2 + n_{T_4} (i_m - 1)$.

Передаточное число (максимальное) между полуосями при включенной медленной передаче на отстающей стороне.

$$i = \frac{i_m}{i_6} = \frac{B_4}{B_3} \cdot \frac{(B_3 - B_1)}{(B_4 - B_1)} \quad (136)$$

Минимальный радиус поворота определится из формулы (129), если подставить в нее значение i из (136). После подстановки и упрощения будем иметь

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{B_4}{B_1} \cdot \frac{(B_3 - B_1)}{(B_3 - B_1)} \quad (137)$$

Кинематическая схема и план скоростей для механизма, конструкция которого представлена на фиг. 43, отличающегося тем, что ведущим элементом здесь является солнечная шестерня (а не коробка сателлитов), даны на фиг. 55.

Прделав несложные выводы из планов скоростей подобно предыдущему для данного механизма, получим для быстрой передачи:

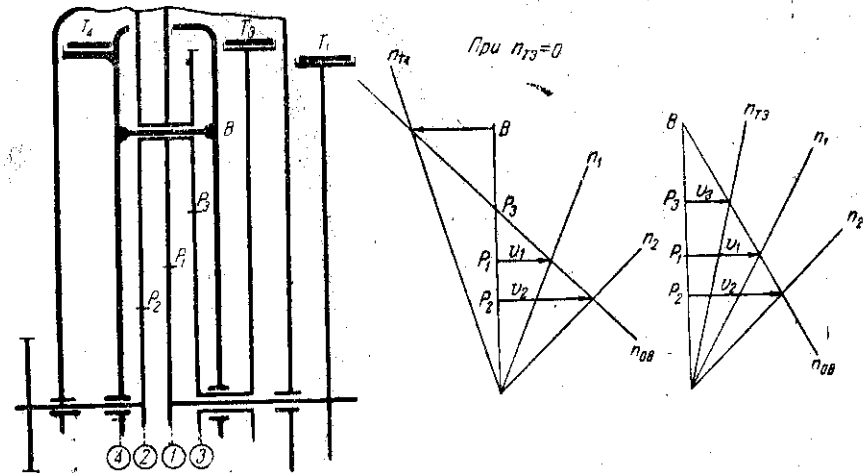
$$i_6 = \frac{A_1 B_2}{A_2 B_1} \quad (138)$$

В данном случае механизм работает, как простой перебор с неподвижными осями. Для медленной передачи:

$$i_m = \frac{A_1 (B_2 - B_3)}{A_2 (B_2 - B_3)} \quad (139)$$

Передаточное отношение между полуосями:

$$i = \frac{i_m}{i_6} = \frac{B_1}{B_2} \cdot \frac{(B_2 - B_3)}{(B_1 - B_3)} \quad (140)$$



Фиг. 55. Кинематическая схема и план скоростей двухступенчатого планетарного механизма поворота с ведущей солнечной шестерней (фиг. 43).

и для радиуса поворота по формуле (129)

$$\frac{R_{\min}}{B} = \frac{B_1 (B_2 - B_3)}{B_3 (B_2 - B_1)} \quad (141)$$

Пользуясь планами скоростей, нетрудно также вычислить и число оборотов сателлитов и тормозных барабанов (свободных), которые при проектировании необходимо знать для расчета подшипников и для других целей.

3. Динамика планетарных механизмов поворота

Основные уравнения динамики, как и ранее, будем рассматривать для случая равномерного вращения всех элементов механизма, что соответствует либо прямолинейному равномерному движению машины, либо повороту с постоянным радиусом. Рассмотрение динамики механизмов при неравномерном вращении, будучи более сложным, является предме-

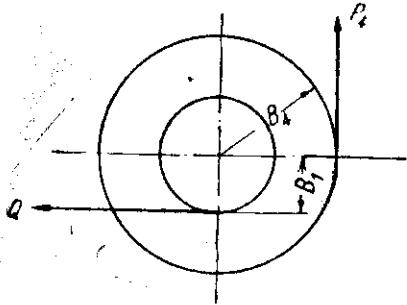
том специального исследования и представляет скорее теоретический интерес.

Соотношения между усилиями для простых эпициклов приведены в разделе „Планетарные передачи“. Здесь приведем лишь уравнения для червячного механизма и некоторых двухступенчатых механизмов поворота.

Червячной механизм поворота

Внешними приложенными к механизму моментами являются момент сопротивления на забегающей полуоси M_2 , на отстающей M_1 , тормозной момент M_4 и момент, подводимый от двигателя M_3 .

Условия равновесия механизма в целом можно написать в виде



$$M_3 = M_1 + M_2 + M_4.$$

Обозначая радиусы шестерен: коронной A_3 , червячных A_1 , червячков по начальной окружности — B_1 , шестерен, сидящих на червячных валах, — B_4 , на тормозных барабанах — A_4 , можем написать:

$$P_3 A_3 = -P_1 A_1 + P_2 A_1 + P_4 A_4, \quad (a)$$

где P с соответствующим индексом — окружные усилия в полюсах зацепления в кз.

$$P_4 B_4 = Q_1 B_1 \text{ или } P_4 = Q_1 \frac{B_1}{B_4}, \quad (b),$$

где P_4 — окружное усилие в полюсе зацепления шестерни тормозного барабана и

Q_1 — окружное усилие, касательное к начальной окружности червяка.

Между касательным окружным усилием на начальной окружности червячного колеса P_1 , являющимся осевой силой по отношению к червяку, и силой Q_1 — касательной к червяку и являющейся осевой по отношению к червячному колесу, существует зависимость, устанавливаемая из разложения нормального давления на зуб червячного колеса

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (c)$$

где α — угол подъема винтовой линии червяка и ρ — угол трения, зависящий от коэффициента трения материала червяка и червячного колеса, характера обработки поверхностей, смазки и т. д., так как $\mu = \operatorname{tg} \rho$ есть коэффициент трения червяка и червячного колеса.

Решая эти уравнения, находим:

$$P_4 = P_1 \frac{B_1}{B_4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (d)$$

$$P_3 A_3 = (P_2 - P_1) A_1 + P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{B_1}{B_4} \cdot A_4, \quad (e)$$

откуда после упрощения получим:

$$P_3 = \frac{A_1}{A_3} \left[P_2 + P_1 \left(\frac{A_4 B_1}{A_1 B_4} - 1 \right) \right]. \quad (f)$$

Замечаем, что отношение радиусов начальных окружностей червяка и червячного колеса равно:

$$\frac{B_1}{A_1} = \frac{b_1}{A_1 \operatorname{tg} \alpha} \quad (g)$$

и что отношение $\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \eta_u$ есть коэффициент полезного действия червячной передачи. С достаточной точностью для самотормозящегося червяка можно принять

$$\eta_u = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = 0,5.$$

Подставляя эти соотношения в выражение (f) и выражая все радиусы через числа зубьев, получим:

$$P_3 = \frac{A_1}{A_3} \left[P_2 + P_1 \left(2 \cdot \frac{A_4 b_1}{A_1 B_4} - 1 \right) \right] \quad (142)$$

и так как по формуле (120)

$$\frac{A_4 b_1}{A_1 B_4} = 1 - \frac{1}{i_m},$$

то последнее выражение можно представить в виде

$$P_3 = \frac{A_1}{A_3} \left[P_2 + P_1 \left(1 - \frac{2}{i_m} \right) \right]. \quad (142')$$

Из выражения (d) величину тормозного момента (учтя указанное кинематическое соотношение), получим:

$$M_T = P_4 A_4 = P_1 A_1 \frac{B_1}{A_1} \frac{A_4}{B_4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho).$$

Подставив соотношение (g) и принимая $\eta_u = 0,5$, получим окончательно:

$$M_T = 2P_1 A_1 \frac{A_4 b_1}{A_1 B_4} \quad (143)$$

или

$$M_T = 2P_1 A_1 \frac{i_m - 1}{i_m}. \quad (143')$$

Расчет на прочность элементов механизма должен производиться по этим усилиям.

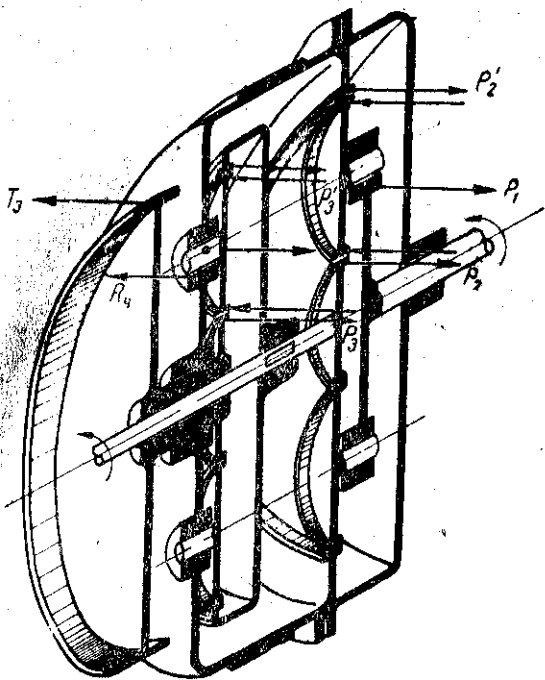
При конструировании механизма необходимо всегда предусматривать наличие осевых нагрузок путем соответствующего устройства опор.

Двухступенчатый механизм поворота (фиг. 39 и 48)

Рассмотрим соотношения усилий в полюсах зацепления для нормального случая поворота, когда на забегающей стороне включена быстрая, а на отстающей медленная передачи, а затем случай поворота с радиусом, равным ширине колеи, т. е., когда одна гусеница остановлена.

Необходимо рассматривать одновременно правый и левый механизм

поворота, чтобы связь между усилиями в дальнейшем дала возможность эти соотношения выразить через внешние сопротивления.



Фиг. 57. Схема действия окружных усилий на шестернях двухступенчатого планетарного механизма поворота танка марки VIII.

$$P'_3 = P_3. \quad (148)$$

Рассматривая механизм отстающей стороны при включенной медленной передаче (затянут тормоз $T_{2,0}$, аналогично предыдущему), можно написать:

$$P_{1,0} = P_{2,0} + P'_{2,0}, \quad (149)$$

$$P_{2,0} = P'_{2,0}. \quad (150)$$

В данном случае усилия в полюсах $P_{3,0}$ и $P'_{3,0}$ равны нулю, так как тормоз $T_{3,0}$ отпущен.

Из условия равновесия всего механизма отстающей стороны, взяв сумму моментов всех сил относительно центральной оси, можем написать, как для простого эпицикла:

$$P_{2,0}A_2 + P'_{2,0}A'_2 - P_{1,0}A_1 = 0, \quad (151)$$

Поперечный вал является элементом, связывающим оба механизма; он должен быть в равновесии под действием момента конической пары

Рассматриваем, как и ранее, равномерное вращение и пренебрегаем потерями в передаче, поскольку они существенно не изменят величины усилий.

Обозначим усилия и радиусы отстающей стороны, кроме знаков соответствующего ряда, индексом o и составим уравнения равновесия (см. фиг. 57).

Из условия равновесия сателлитов B_2 механизма забегавшей стороны

$$P_1 = P_2 + P'_2, \quad (144)$$

$$P'_2 = P_2. \quad (145)$$

Из условия равновесия внешнего венца эпицикла

$$P'_2 A'_2 = P_4 A_4 \quad (146)$$

и, наконец, из условия равновесия сателлитов B_3

$$P_4 = P_3 + P'_3 \quad (147)$$

и

$$P'_3 = P_3. \quad (148)$$

$P'_k A'_k$, моментов сопротивления на солнечных шестернях и ведущем эпицикле забегавшей стороны, т. е.

$$P_2 A_2 + P_{2,0} A_2 + P'_3 A'_3 - P'_k A'_k = 0, \quad (152)$$

где $P'_k A'_k$ — окружное усилие и радиус конической шестерни.

Выразим, решая эти уравнения, усилие P'_k через величины P_1 и $P_{1,0}$, пропорциональные силам тяги на забегавшей гусенице, что необходимо, кроме расчета на прочность, для составления баланса, мощности и определения величин тормозных моментов. Для этого из (144) находим:

$$P_2 A_2 = \frac{P_1 A_2}{2}, \quad (a)$$

из (149) и (150) получим

$$P_{2,0} A_2 = \frac{P_{1,0} A_2}{2}, \quad (b)$$

из (144) — (147) находим:

$$P'_3 A'_3 = \frac{P_1 A_2 \cdot A'_3}{4 A_4}. \quad (c)$$

Подставляя в уравнение (152), получим:

$$P_1 \frac{A_2}{2} + P_{1,0} \frac{A_2}{2} + \frac{P_1 A_2 \cdot A'_3}{4 A_4} = P'_k A'_k. \quad (d)$$

После некоторых преобразований будем иметь:

$$P'_k = \frac{A_2}{2 A'_k} \left[P_1 \left(1 + \frac{A'_3 A_2}{2 A_4 A_2} \right) + P_{1,0} \right] \quad (153)$$

или, учитывая формулу (129),

$$P'_k = \frac{A_2}{2 A'_k} [P_1 i + P_{1,0}], \quad (153')$$

где i — максимальное передаточное отношение между полуосями, т. е. отношение числа оборотов забегавшей полуоси (при быстрой передаче) к числу оборотов отстающей полуоси (при медленной передаче). Для определения тормозного усилия P_3 на забегавшей стороне можно пользоваться выражением (c), а для тормозного момента будет:

$$M_{T\phi} = P_3 A_3 = \frac{P_1 A_2 A_3}{4 A_4}. \quad (154)$$

Для тормоза медленной передачи на отстающей стороне аналогично получим:

$$M_{T_m} = P'_{2,0} A'_2 = \frac{P_{1,0} A'_2}{2}. \quad (155)$$

Для упрощения формул (153'), (154) и (155) и большей их наглядности приведем их усилия P_1 и $P_{1,0}$ к радиусу A_1 , на котором они действуют (умножив и разделив правые части равенства на A_1). Тогда для P'_k (учтя формулу 125) получим:

$$P'_k = \frac{A_i}{A'_k i_m} [P_1 i + P_{1,0}] \quad (156)$$

или

$$P_k = \frac{A_1}{A_k} \left[\frac{P_1}{i_6} + \frac{P_{1,o}}{i_m} \right]. \quad (156)$$

Соответственно формула (154) выразится:

$$M_{T6} = P_1 A_1 \cdot \frac{A_2'}{2A_1} \cdot \frac{A_3}{2A_4}, \quad (a)$$

но, учитывая выражение (127), а также соотношение между радиусами

$$A_1 = A_2 + B_2, \quad A_3 + A_3' = 2A_4 \quad \text{и} \quad A_2' = A_2 + 2B_2,$$

найдем, что

$$\frac{A_2}{2A_1} \cdot \frac{A_3}{2A_4} = \frac{i_6 - 1}{i_6}$$

и следовательно

$$M_{T6} = P_1 A_1 \frac{i_6 - 1}{i_6}. \quad (157)$$

Тормозной момент на отстающей стороне, выраженный также через момент на отстающей полуоси ($P_{1,o}A_1$), будет (по формуле 155) равен:

$$M_{T_m} = P_{1,o} A_1 \frac{A_2'}{2A_1}$$

и, учтя соотношения (125) и (126),

$$M_{T_m} = P_{1,o} A_1 \frac{i_m - 1}{i_m}. \quad (158)$$

Из приведенных уравнений видно, что величина окружных усилий в полюсах зацепления шестерен является функцией внешних сопротивлений, приложенных к полуосям. Рассмотрим схему планетарно-эпициклического механизма поворота, представленную на фиг. 51 при повороте с включенными быстрой и медленной передачами.

$$P_k A_k = P_2 A_2 + P_{2,o} A_2, \quad (a)$$

$$P_{2,o} A_2 = \frac{P_{1,o} A_1}{i_m}, \quad (b)$$

$$P_2 A_2 = \frac{P_1 A_1}{i_6}, \quad (c)$$

$$P_1 = P_2 + P_2', \quad (d)$$

$$P_2' B_2 + P_1 B_1 = P_2 B_2, \quad (e)$$

$$P_3 = P_{1,o} - P_{2,o}, \quad (f)$$

$$P_{2,o} B_2 = P_{1,o} B_1, \quad (g)$$

откуда интересующие нас усилия в выражении через окружные усилия, учтя кинематические соотношения, выраженные в (130) и (131), на полуосях будут (ф-ла 156')

$$P_k = \frac{A_1}{A_k} \left[\frac{P_1}{i_6} + \frac{P_{1,o}}{i_m} \right].$$

Тормозной момент на забегающей стороне, как и ранее, будет выражаться формулой (157')

$$M_{T6} = P_1 A_1 \frac{i_6 - 1}{i_6}.$$

На отстающей стороне после преобразования соотношений соответственно получим:

$$P_3 A_3 = P_{1,o} A_1 \frac{A_3}{A_1} \frac{B_2 - B_1}{B_2} = P_{1,o} A_1 \frac{A_3 B_2 - A_2 B_1}{A_1 B_2};$$

$$M_{T_m} = P_{1,o} A_1 \frac{i_m - 1}{i_m}, \quad (159)$$

так как

$$\frac{A_3 B_2 - A_2 B_1}{A_1 B_2} = \frac{i_m - 1}{i_m}. \quad (160)$$

Для планетарного двухступенчатого механизма поворота с ведущей коробкой сателлитов и тормозными солнечными шестернями (фиг. 42), решив основные уравнения динамики, нетрудно убедиться, что формулы (156), (157) и (159) также справедливы и для данного случая.

Вывод формул для данного механизма аналогичен предыдущему.

Для планетарного двухступенчатого механизма с ведущей солнечной шестерней (фиг. 55) так же, как и в предыдущем, взяв условие равновесия сателлита полуосей и центрального ведущего вала, получим те же уравнения (окончательно) (156) и (158).

Тормозной момент на медленной передаче (в выражении его через окружное усилие в полюсе зацепления отстающей полуоси) выразится так же, как и в предыдущих формулах. В данном случае на отстающей стороне будем иметь:

из условия равновесия сателлитов

$$P_{2,o} + P_{3,o} - P_{1,o} = 0, \quad (a)$$

$$P_{2,o} B_2 + P_{3,o} B_3 = P_{1,o} B_1, \quad (b)$$

$$P_{3,o} = P_{1,o} \frac{B_2 - B_1}{B_2 - B_3}, \quad (c)$$

откуда тормозной момент на отстающей стороне будет:

$$M_{T_m} = P_{3,o} A_3 = P_{1,o} A_1 \frac{A_3}{A_1} \frac{B_2 - B_1}{B_2 - B_3}. \quad (d)$$

Учтя кинематические соотношения формул (138), (139) и (142'), а также соотношения между радиусами:

$$A_2 = A_3 + B_3 - B_2 \quad \text{и} \quad A_1 = A_3 + B_3 - B_1,$$

получим

$$M_{T_m} = P_{1,o} A_1 \left(\frac{i_m - i_6}{i_m} \right) \frac{A_3}{A_1} \frac{B_1}{B_3} \quad (161)$$

или после преобразований получим формулу (159)

$$M_{T_m} = P_{1,o} A_1 \frac{i_m - 1}{i_m}.$$

Для планетарно-фрикционного механизма поворота, при включении прямой передачи на забегающей стороне и медленной на отстающей, из основных уравнений равновесия соответственно получим:

$$P_k = \frac{A_1}{A_k} \left[P_1 + \frac{P_{1,0}}{i_m} \right] \quad (162)$$

и для тормозного момента справедлива формула (159), где

$$i_m = \frac{2A_1}{A_2} = 1 + \frac{A_2}{A_2} \quad (119)$$

Поворот же с выключением и торможением отстающей стороны аналогичен повороту с бортовыми фрикционами, т. е. механизм забегающей стороны нагружен полным крутящим моментом, передаваемым двигателем.

4. Баланс мощности при планетарных механизмах поворота

Выведем основные соотношения между параметрами, характеризующими баланс мощности применительно к двухступенчатому механизму поворота (фиг. 183, 192 и 201), а для остальных механизмов, пользуясь приведенными выше уравнениями динамики, отметим специфические особенности каждого в отдельности. При этом рассмотрим типичный случай поворота, т. е. включена быстрая передача на забегающей и медленная на отстающей стороне.

Мощность двигателя

Для всех двухступенчатых механизмов поворота, кроме планетарно-фрикционных, имеем зависимость между окружным усилием конической передачи и окружными усилиями на полуосях механизма

$$P_k = \frac{A_1}{A_k} \left[\frac{P_1}{i_\delta} + \frac{P_{1,0}}{i_m} \right] \quad (156)$$

Окружные усилия P_1 и $P_{1,0}$ легко выразить через силы тяги на забегающей и отстающей гусенице, подобно формулам (99) и (100):

$$P_1 = F_2 \frac{R_k}{A_1 i_k} \quad (99)$$

$$P_{1,0} = F_1 \frac{R_k}{A_1 i_k}, \quad (100)$$

где R_k — приведенный радиус ведущего колеса в метрах,
 i_k — передаточное число бортовой передачи (в случае механизма М-VIII цепной передачи).

Подставив эти соотношения в формулу (156), будем иметь:

$$P_k = \frac{R_k}{A_k i_k} \left[\frac{F_2}{i_\delta} + \frac{F_1}{i_m} \right] \quad (163)$$

Мощность, расходуемую двигателем, аналогично формуле (98) для двойного дифференциала, найдем:

$$N_e = \frac{P_k v_k}{270 \eta} = \frac{P_k A_k \cdot n_k}{270 \eta}$$

или

$$N_e = \frac{R_k \cdot n_k}{270 \eta i_k} \left[\frac{F_2}{i_\delta} + \frac{F_1}{i_m} \right] \quad (164)$$

Выразим число оборотов поперечного вала n_k через окружную скорость v_2 :

$$n_k = \frac{v_2}{i_\delta}, \quad (165)$$

$$v_2 = \frac{R_k \cdot n_k}{i_k}, \quad (166)$$

следовательно

$$v_2 = \frac{R_k \cdot n_k}{i_\delta \cdot i_k},$$

или

$$n_k = \frac{v_2 \cdot i_\delta \cdot i_k}{R_k} \quad (167)$$

Подставляя n_k из (167) в (164), получим:

$$N_e = \frac{v_2}{270 \eta} \left[F_2 + F_1 \frac{i_\delta}{i_m} \right] \quad (168)$$

Формула (168) справедлива для мощности, расходуемой любым из рассмотренных двухступенчатых планетарных механизмов поворота, в том числе и теми, которые на быстрой передаче имеют передаточное отношение $i_\delta = 1$ (т. е. планетарно-фрикционные механизмы).

Как видно из приведенных формул, мощность двигателя, расходуемая при повороте машины с планетарным механизмом поворота, зависит от конструкции механизма, т. е. от величин максимальных передаточных отношений (кроме зависимости от к. п. д., которой мы здесь не рассматриваем).

При этом, чем больше i_m и меньше i_δ , т. е. чем больше максимальное передаточное отношение между полуосями $i = \frac{i_m}{i_\delta}$, тем при прочих равных условиях мощность двигателя, расходуемая при повороте, больше.

В частном случае при $i = \infty$, как это имеет место при бортовых фрикционах,

$$N_e = \frac{F_2 v_2}{270 \eta} \quad (168')$$

В этом основное преимущество многоступенчатых планетарных механизмов поворота.

Для червячного механизма поворота из формулы (149) при помощи тех же подстановок выражение мощности, расходуемой двигателем при повороте, получим:

$$N_e = \frac{v_2}{270 \eta} \left[F_2 + F_1 \frac{i_m - 2}{i_m} \right] \quad (168'')$$

Мощность, расходуемая в тормоз

Во все время поворота, пока не затянут полностью тормоз медленной передачи на отстающей стороне и тормозной барабан вращается

с некоторым числом оборотов $n_1 \neq 0$, часть мощности, отдаваемой двигателем, поглощается тормозом.

Определим величину потери мощности в тормоз.

По формулам (99') и (158), являющимися общими для всех механизмов, для тормоза медленной передачи можем написать:

$$M_{Tm} = \frac{F_1 R_k}{i_k} \cdot \frac{i_m - 1}{i_m} \quad (169)$$

и для тормоза быстрой передачи соответственно

$$M_{T6} = \frac{F_2 R_k}{i_6} \cdot \frac{i_6 - 1}{i_6} \quad (170)$$

Полагая тормоз быстрой передачи не пробуксовывающим, расход мощности N_T на торможение определим только по отстающей гусенице.

В общем виде

$$N_T = M_T \cdot \omega_T \quad (171)$$

где M — тормозной момент и ω_T — угловая скорость тормозного элемента механизма.

Из уравнения (118), справедливого для всех планетарных механизмов поворота,

$$i_m \cdot n_1 = n_k + n_T (i_m - 1),$$

найдем:

$$n_T = \frac{n_1 \cdot i_m}{i_m - 1} - \frac{n_k}{i_m - 1} \quad (172)$$

но $n_k = n_2 i_6$ и, кроме того, $n_2 = \frac{v_2 \cdot i_k}{R_k}$ и $n_1 = \frac{v_1 i_k}{R_k}$, следовательно:

$$n_T = \frac{i_k}{R_k} \cdot \frac{(v_1 i_m - v_2 i_6)}{i_m - 1} \quad (173)$$

Подставляя найденное значение в формулу (171) и приведя к размерности N_T в л. с., M_T в кгм, v_1 и v_2 в км/час, учитывая потери в механизмах на трение общим к. п. д. η , получим:

$$N_T = \frac{F_1}{270 \eta} \cdot \frac{v_1 \cdot i_m - v_2 \cdot i_6}{i_m} \quad (174)$$

или, вынося за скобку v_1 , получим:

$$N_T = \frac{F_1 v_1}{270 \eta} \left(1 - \frac{v_2 i_6}{v_1 i_m} \right) \quad (175)$$

Эту же формулу получим, если возьмем разность

$$N_T = N_e - N_0$$

из формулы (168) и (2).

Иногда удобнее пользоваться формулой для N_T , выраженной через скорость забегающей гусеницы (поскольку она остается неизменной при постоянном числе оборотов двигателя) и радиус поворота. Подставив $\frac{v_1}{v_2} = \frac{R - B}{R}$ в (175), получим

$$N_T = \frac{F_1 v_1}{270 \eta} \cdot \left[\frac{R - B}{R} - \frac{i_6}{i_m} \right] \quad (175')$$

С уменьшением радиуса поворота мощность, расходуемая в тормоз, уменьшается и при минимальном радиусе поворота, когда

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{i_m}{i_6}, \quad N_T = 0.$$

В начальный же момент поворота тормозная мощность максимальна, так как $v_1 = v_2$ и, следовательно,

$$N_T = \frac{F_1 v_2}{270 \eta} \left[1 - \frac{i_6}{i_m} \right] \quad (176)$$

Мощность, расходуемая в тормоз, зависит от передаточных отношений механизма поворота и при прочих равных условиях тем меньше, чем меньше $i = \frac{i_m}{i_6}$, т. е. чем больше минимальный (по конструкции механизма) радиус поворота. Для большей наглядности формулу (175') можно представить в виде (176'), заменив отношение $\frac{i_6}{i_m} = \frac{v_1 \min}{v_2 \min} = \frac{R \min - B}{R \min}$;

$$N_T = \frac{F_1 v_2}{270 \eta} \left[\frac{B}{R \min} - \frac{B}{R} \right] \quad (176')$$

В частном случае, если механизм сконструирован для минимального радиуса поворота $R \min = 2B$, то в начальный момент поворота при $R = \infty$

$$N_T = \frac{F_1 \cdot v_2}{270 \eta \cdot 2}$$

т. е. в этом случае мощность, расходуемая в тормоз, в два раза меньше, чем при бортовых фрикционах.

Это одно из важнейших преимуществ планетарного механизма поворота в сравнении со всеми остальными еще недостаточно оценивается многими конструкторами при выборе механизма поворота.

Для червячного механизма рассмотренного типа мощность, расходуемая в тормоз, определится, подобно предыдущему, из формул (143), (172) и (173), полагая $i_6 = 1$, а именно:

$$M_T = \frac{F_1 R_k}{i_k} \cdot \frac{2(i_m - 1)}{i_m} \quad (169')$$

$$n_T = \frac{i_k}{R_k} \cdot \frac{(v_1 \cdot i_m - v_2)}{i_m - 1} \quad (173')$$

$$N_T = \frac{F_1 v_2}{270 \eta} \cdot \left[\frac{2v_1}{v_2} - \frac{2}{i_m} \right] \quad (177)$$

Здесь η — к. п. д. механизмов, предшествующих механизму поворота (к. п. д. самотормозящегося червяка на отстающей стороне учтен в уравнении динамики).

В начальный момент поворота при $v_1 = v_2$

$$N_T = \frac{F_1 v_2}{270 \eta} \cdot 2 \left(1 - \frac{1}{i_m} \right) \quad (177')$$

и при минимальном радиусе поворота, т. е. когда $\frac{v_1}{v_2} = \frac{1}{i_m}$,

$$N_T = 0.$$

Выражая мощность, расходуемую в тормоз, через радиусы поворота (действительный и минимальный) подобно (176'), получим

$$N_T = \frac{F_1 v_2}{270 \eta} \cdot 2 \cdot \left[\frac{B}{R_{\min}} - \frac{B}{R} \right]. \quad (177'')$$

Как видно из сравнения формул (176') и (177''), в червячном механизме поворота мощность, расходуемая в тормоз, при прочих равных условиях, в два раза больше, чем при обычном планетарном механизме поворота, благодаря самотормозящемуся червяку. Следует иметь в виду, что в данном случае мощность, расходуемую в тормоз, нельзя определять из условия $N_T = N_e - N_0$, так как при повороте с минимальным радиусом, при полностью затянутом тормозе, червяк вращается, и N_T равно нулю.

С точки зрения общего баланса мощности, при повороте большее значение имеет не мощность, расходуемая тормозом (формула 177), а внутренние потери механизма $N_T = N_e - N_0$. Замечая, что

$$N_0 = \frac{v_2}{270 \eta} (F_2 + F_1 \frac{v_1}{v_2})$$

и вычитая из N_e (формула 174), получим:

$$N_T = N_e - N_0 = \frac{F_1 v_2}{270 \eta} \left[1 \pm \frac{v_1}{v_2} - \frac{2}{i_m} \right]. \quad (177''')$$

Знак (+) при F_1 отрицательной и (-) при положительной. В частном случае, при $i_m = 2$, что соответствует $R_{\min} = 2B$, для машины $G = 10\,000 \text{ кг}$, $\varphi = 0,1$, $\mu = 0,5$, $L = 3 \text{ м}$, $h = 0,1$, $v_2 = 18 \text{ км/час}$, $\eta = 0,75$, будем иметь при червячном механизме:

по формуле (168): ($F_2 = 2370 \text{ кг}$, $F_1 = 1370 \text{ кг}$)

$$N_e = \frac{18}{270 \cdot 0,75} \left[2370 - 1370 \left(\frac{2-2}{2} \right) \right] \approx 211 \text{ л. с.}$$

В начальный момент поворота при $v_1 = v_2$

$$N_T = \frac{1370 \cdot 18}{270 \eta} \left(2 - \frac{2}{2} \right) = 122 \text{ л. с.}$$

Мощность, расходуемая на внутренние потери N_T , в начальный момент также равна $N_T = N_T = 122 \text{ л. с.}$ Для сравнения приведем значения мощностей в тех же условиях при других механизмах поворота. Планетарный двухступенчатый механизм поворота с $R_{\min} = 2B$

$$N_e = 150 \text{ л. с.} \quad N_T = 61 \text{ л. с.}$$

Бортовые фрикционы: $N_e = 211 \text{ л. с.}$, $N_T = 122 \text{ л. с.}$, двойной дифференциал с $R_{\min} = 2B$, $N_e = 187 \text{ л. с.}$, $N_T = 113 \text{ л. с.}$

Действительные и максимальные (расчетные) тормозные моменты

Как для быстрой, так и для медленной передачи любого двухступенчатого механизма поворота действительный тормозной момент выражается формулой (169) или (170)

$$M_{T.M} = \frac{F_1 R_K}{i_K} \cdot \frac{i_m - 1}{i_m} \quad \text{или} \quad M_{T.б} = \frac{F_2 R_K}{i_K} \cdot \frac{i_б - 1}{i_б}$$

Для червячного механизма поворота, благодаря наличию самотормозящегося червяка (169'),

$$M_{T.M} = \frac{F_1 R_K}{i_K} \cdot \frac{2(i_m - 1)}{i_m}$$

Для каждого из механизмов i_m и $i_б$ через размеры шестерен определяется различно (см. раздел кинематики механизмов поворота). Максимальный (расчетный) тормозной момент должен быть выбран по условию поворота машины на трудных участках. Принимая для этой цели условия поворота: коэффициент сцепления $K = 1$ и коэффициент сопротивления движению $\varphi = 0,1$ подобно тому, как это сделано при выводе формулы (107), найдем:

$$F_{2 \max} = 0,5 G \quad (a)$$

$$F_{1 \max} = 0,4 G \quad (b)$$

(знак минус опускаем, как не имеющий в данном случае значения). Тогда, подставляя (a) и (b) в формулы (169), (170) и (169'), получим величины расчетных тормозных моментов: для медленной передачи любого планетарного двухступенчатого механизма

$$M_{T.M \text{ рас.}} = 0,5 G \frac{R_K}{i_K} \cdot \frac{i_m - 1}{i_m}, \quad (178)$$

для быстрой передачи соответственно

$$M_{T.б \text{ рас.}} = 0,5 G \frac{R_K}{i_K} \cdot \frac{i_б - 1}{i_б}, \quad (179)$$

для червячного механизма Рено

$$M_{T \text{ рас.}} = 0,8 G \frac{R_K}{i_K} \cdot \frac{i_m - 1}{i_m}. \quad (180)$$

Тормоза планетарно-фрикционных механизмов должны быть рассчитаны на медленной передаче по формуле (178).

Для расчета фрикциона, составив основные уравнения равновесия, применительно к фиг. 38

$$P_1 A_1 = F_2 \frac{R_K}{i_K}, \quad (a)$$

$$P_2 + P_2' = P_1, \quad (b)$$

$$P_2 = P_2', \quad (c)$$

а следовательно

$$P_2 \cdot A_2 + P_2' A_2 = P_1 A_1; \quad (d)$$

учтя же, что $i_m = 1 + \frac{A_2'}{A_2}$, получим:

$$M_{\varphi} = P_2' A_2 = \frac{F_2 R_K}{i_K} \cdot \frac{i_m - 1}{i_m}. \quad (181)$$

Кроме того, фрикцион должен обеспечивать передачу через механизм забегающей стороны всего крутящего момента, подводимого двигателем, что соответствует повороту с полностью выключенной отстающей гусеницей. В этом случае соотношение (d) примет вид:

$$P_2 A_2 + P_2' A_2 = 1,25 \cdot M_{\varphi} i_T \quad (e)$$

и, следовательно, момент трения фрикциона будет

$$M_{\phi} = 1,25 M_{\partial} \cdot i_{\tau} \frac{i_m - 1}{i_m}, \quad (182)$$

где M_{∂} кгсм — крутящий момент двигателя, соответствующий максимальной мощности, i_{τ} — передаточное число всей трансмиссии до механизма поворота на низшей передаче, включая и коническую пару на поперечном валу.

К. п. д. трансмиссии в расчет не принимают, несколько увеличивая этим запас момента трения фрикциона.

Расчетной формулой в данном случае является выражение (182), и только в тех случаях, когда запас мощности очень большой, следует поверять по формуле (181), подставляя в нее вместо F_2 величину 0,5 G.

Для другой схемы планетарно-фрикционного механизма (фиг. 37), при которой фрикцион расположен между ведущим и ведомым валом, а, следовательно, при прямой (быстрой) передаче солнечная шестерня не участвует в передаче крутящего момента, фрикцион должен быть рассчитан так же, как и обычный бортовой фрикцион, по полному моменту, подводимому от двигателя.

Изменение распределения мощности в зависимости от радиуса поворота

Возьмем за основу коэффициент тормозной мощности ψ , закон изменения которого в зависимости от радиуса (вне зависимости от механизма, — при $v_2 = \text{const}$) был описан выше в главе о бортовых фрикционах. Здесь будем принимать приближенное значение ψ , т. е. выведенное при допущении, что во все время поворота центробежная сила всей машины направлена перпендикулярно продольной оси. Наконец, как и ранее, рассматриваем поворот танка на горизонтальном участке пути. На значительных наклонах местности поворот будет сопровождаться изменением и других (кроме центробежной силы и вызванных его реакций) сил с изменением радиуса поворота, что изменит лишь выражение для коэффициента тормозной мощности, не влияя, однако, на общий метод анализа.

Выразив силы тяги F_1 и F_2 через коэффициент тормозной мощности ψ ,

$$F_1 = -\varphi G \psi, \quad (a)$$

$$F_2 = \varphi G (\psi + 1), \quad (b)$$

где

$$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \frac{\mu}{2\rho} \beta (\alpha - \beta) \frac{L}{B} \quad (c)$$

и значения α и β те же, что и ранее (13') и (13'') и подставив в формулу (168), получим:

$$N_e = \frac{\varphi G v_2}{270\eta} \left[\psi \left(1 - \frac{i_0}{i_m} \right) + 1 \right]. \quad (183)$$

Мощность, расходуемая двигателем при повороте танка с планетарным механизмом поворота, зависит от радиуса поворота и по величине

меньше, чем мощность двигателя, необходимая при повороте танка с бортовыми фрикционами [сравни с формулой (28)].

Поскольку коэффициент ψ с уменьшением радиуса поворота уменьшается (фиг. 9), мощность N_e с уменьшением радиуса поворота также падает. Величина мощности N_e в начальный момент (максимальная) зависит от отношения передаточных чисел быстрой и медленной передачи, т. е. от конструкции механизма.

Заменив величину $1 - \frac{i_0}{i_m} = 1 - \frac{R_{\min} - B}{R_{\min}} = \frac{B}{R_{\min}}$, можем выражение (183) представить в виде:

$$N_e = \frac{\varphi G v_2}{270\eta} \left[\psi \cdot \frac{B}{R_{\min}} + 1 \right], \quad (183')$$

где B — ширина колеи танка и R_{\min} — минимальный (по конструкции механизма) радиус поворота.

Для планетарно-фрикционных механизмов, проделав те же рассуждения, найдем, что формулы (183) и (183') также справедливы, положив в них $i_0 = 1$. Для червячного механизма, подставив в формулу (168'') значения F_1 и F_2 , выраженные через ψ , получим:

$$N_e = \frac{\varphi G \cdot v_2}{270\eta} \cdot \left[\frac{2\psi}{i_m} + 1 \right]. \quad (184)$$

Для мощности, расходуемой в тормоз при планетарном механизме поворота по формуле (175'), заменяя силу тяги $F_1 = \varphi G \psi$, соответственно получим (знак минус опускаем):

$$N_T = \frac{\varphi G \cdot v_2}{270\eta} \psi \cdot \left[\frac{R - B}{R} - \frac{i_0}{i_m} \right], \quad (185)$$

откуда заключаем также, что с уменьшением радиуса поворота мощность, расходуемая в тормоз, падает (так как ψ уменьшается).

Необходимый тормозной момент с уменьшением радиуса поворота также уменьшается, что видно из формулы (169), если выразить в ней F_1 через коэффициент ψ . После указанной подстановки (опустив знак минус), получим

$$M_{Tm} = \varphi G \frac{R_k}{i_k} \psi \cdot \frac{i_m - 1}{i_m}. \quad (186)$$

Подобно тому, как это сделано для двойного дифференциала, нетрудно проследить изменение относительных мощностей, в зависимости от радиуса поворота, выраженных через коэффициент тормозной мощности ψ : достаточно выражения для N_e и N_T разделить на мощность прямолинейного движения. В планетарных механизмах поворота, благодаря наличию кинематической связи между полуосями (гусеницами) подобно тому, как это имеет место при двойном дифференциале, при известных условиях мощность, передаваемая забегающей полуосью, может быть больше мощности двигателя, а крутящий момент, передаваемый забегающей полуосью, больше крутящего момента большой конической шестерни, в чем нетрудно убедиться, сравнив выражения

$$N_2 = \frac{F_2 v_2}{270\eta} \quad \text{и} \quad N_e = \frac{v_2}{270\eta} \left[F_2 + F_1 \frac{i_0}{i_m} \right].$$

Если F_1 отрицательно, то

$$N_2 > N_e.$$

Физический смысл явления циркулирующей в замкнутом кинематическом контуре мощности описан выше в разделе о двойных дифференциалах.

5. Сравнение планетарных механизмов поворота с бортовыми фрикционами и дифференциалами

Из сравнения соответствующих формул мощности двигателя, расходуемой при повороте машины с различными механизмами поворота, заключаем, что при постоянном числе оборотов и прочих равных условиях, мощность N_e при планетарных механизмах поворота меньше, чем при простом дифференциале и бортовых фрикционах.

Мощность, расходуемая в тормоз, и тормозной момент при планетарных механизмах поворота меньше, чем при дифференциале и бортовых фрикционах (в среднем в 2 раза).

Надежность действия и долговечность механизмов выше, чем бортовых фрикционов.

С точки зрения величины потерь мощности при прямолинейном движении, т. е. к. п. д. на быстрых передачах, планетарные механизмы поворота (особенно эпициклические) лишь незначительно уменьшают общий к. п. д. трансмиссии.

Метод определения к. п. д. планетарных передач изложен в главе „Планетарные передачи“.

Некоторая сложность конструкции в сравнении с бортовыми фрикционами в планетарных механизмах поворота вполне окупается преимуществами в балансе мощности, так как, во-первых, они дают возможность установить на машине двигатель меньшей мощности с сохранением той же поворотливости, что и при бортовых фрикционах, во-вторых, они уменьшают среднюю нагрузку двигателя, а также заметно увеличивают радиус действия. Последнее обстоятельство особенно сказывается при движении по пересеченной местности, повороты на которой составляют значительную часть пути. Уменьшение мощности, расходуемой в тормоз, значительно уменьшает расход горючего.

С развитием зуборезного дела удешевляется производство шестерен и повышается точность их изготовления, что способствует дальнейшему расширению применения планетарных механизмов поворота.

Для тяжелых и сверхтяжелых машин большой мощности, кроме перечисленного, планетарные механизмы на сегодня являются единственно рациональным типом механизма поворота.

Применение сервоприводов, особенно на тяжелых и средних машинах, дает возможность легко конструктивно осуществить удобное управление с помощью двух рычагов, несмотря на увеличение количества тормозов в сравнении с бортовыми фрикционами.

ФРИКЦИОНЫ ТАНКА

1. Назначение фрикционов, условия работы и технические требования

В большинстве современных танков и гусеничных тракторов применяются фрикционы (фрикционные муфты), назначение которых — плавное соединение двигателя с трансмиссией и ходовой частью. В момент соединения части имеют различное число оборотов, и часто число оборотов ведомой части равно нулю.

Главный фрикцион (сцепление), помещающийся между двигателем и коробкой передач, отъединяет трансмиссию от двигателя во время переключения скоростей при торможении и остановке машины.

Бортовые фрикционы являются механизмами, отъединяющими отстающую гусеницу от трансмиссий при повороте машины.

Условия работы главного фрикциона

Разнохарактерность условий движения танка вынуждает к частой перемене передач, а следовательно, и к частому выключению главного фрикциона. При включении фрикциона, за все время выравнивания оборотов происходит пробуксовка ведомых и ведущих дисков, износ трущихся поверхностей и выделение значительного количества тепла, отвод которого является одной из наиболее трудных задач конструктора.

В момент включения главный фрикцион должен преодолеть инерционный момент всех включаемых механизмов трансмиссии до ходовой части включительно и преодолеть инерцию самого танка.

Условия работы бортовых фрикционов

Бортовые фрикционы работают всегда под большим крутящим моментом, так как стоят на валах с пониженным числом оборотов по отношению к числу оборотов двигателя. При движении по прямой этот крутящий момент распределяется, примерно, поровну. В момент же поворота, когда один из бортовых фрикционов выключен, весь крутящий момент передается через второй, оставшийся включенным, фрикцион.

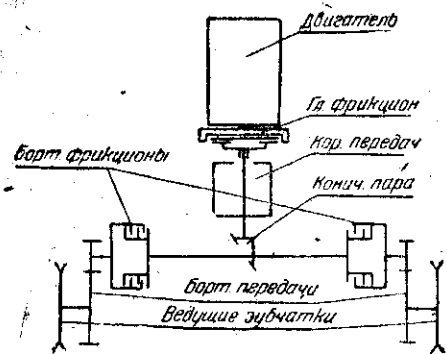
Из теории поворота известно, что при выключении бортового фрикциона без затяжки тормоза танк двигается почти по прямой, а потому и включение фрикционов после поворота происходит почти при одина-

ковом числе оборотов ведомой и ведущих частей. Пробуксовки в этом случае почти нет.

При поворотах на больших скоростях с большим радиусом возможен поворот без тормозов и даже при неполностью выключенных бортовых фрикционах; в этом случае происходит пробуксовка дисков и нагревание их. Бортовые фрикционы обычно многодисковые, и отвод тепла от дисков затруднен. Кроме того, при поворотах пользуются тормозами, которые надеты на ведомые барабаны и дополнительно нагревают их, поэтому при неумелом пользовании бортовые фрикционы часто перегреваются.

Технические требования

1. Главный фрикцион должен быть рассчитан на трогание с места на всех передачах в коробке передач. Но момент трения его не должен превышать максимальный крутящий момент двигателя больше, чем на 50%, так как пробуксовкой главный фрикцион предохраняет всю трансмиссию от поломок при ударах, получающихся при резком включении.
2. Должен обеспечивать плавное включение и чистое выключение.
3. Трущиеся поверхности должны быть ограждены от попадания масла.
4. Должен быть предусмотрен возможно лучший отвод тепла.
5. Надежность работы.
6. Расчетный крутящий момент бортовых фрикционов должен выбираться, учитывая, что при повороте вся мощность двигателя передается на один, оставшийся включенным, фрикцион.



Фиг. 58. Схема расположения механизмов в танке.

2. Расположение фрикционов в танках

Расположение главного фрикциона и бортовых фрикционов в танке показано на схеме фиг. 58.

Главный фрикцион располагается всегда сразу же за мотором и впереди коробки передач. Часто в качестве ведущей части главного фрикциона используется

маховик двигателя. Бортовые фрикционы располагаются после конической пары на валу, проходящем поперек танка, перед бортовой передачей.

Таким образом главный фрикцион передает крутящий момент, равный крутящему моменту двигателя, а бортовые фрикционы — увеличенный за счет передаточного числа i_r коробки передач и конической пары.

Схема фиг. 58 остается одинаковой при расположении ведущих колес гусениц как сзади, так и впереди.

Рычаги управления фрикционами подводятся „под руки“ водителю. От главного фрикциона выводится педаль под левую ногу водителя.

От рычагов управления до фрикционов идет система тяг и рычагов с приспособлениями для установки начального положения рычагов или педали.

Так как ход педали или рычага управления ограничен, а работа выключения ($P \cdot s$) на рычаге и на механизме одинакова, то в тяжелых машинах, когда величина P получается чрезмерно большой, вводятся специальные сервомеханизмы, значительно облегчающие работу водителя.

3. Конструкции фрикционов

Все существующие конструкции фрикционов делятся на две основные группы: конусные и дисковые.

Конусные применяются очень редко в тракторах и совершенно не применяются в танках.

Дисковые фрикционы разделяются на однодисковые и многодисковые.

Последняя группа, в свою очередь, разбивается на сухие и масляные. Из этих групп на танках применяются только сухие дисковые фрикционы.

Главный фрикцион

Условиям работы главного фрикциона наиболее близко удовлетворяют дисковые фрикционы с возможно меньшим числом дисков (фиг. 59).

Выбор числа дисков зависит от ряда условий:

- 1) от размеров маховика, если в качестве ведущей части фрикциона используется маховик;
- 2) ширины поверхностей трения;
- 3) удельного давления на диски;
- 4) величины коэффициента трения, которая, в свою очередь, зависит от материала трущихся поверхностей и
- 5) от температурных условий.

Регулировка фрикционов сводится, в основном, к установке правильного зазора δ между ведущими и ведомыми дисками в выключенном состоянии и к обеспечению полного нажатия пружин во включенном состоянии.

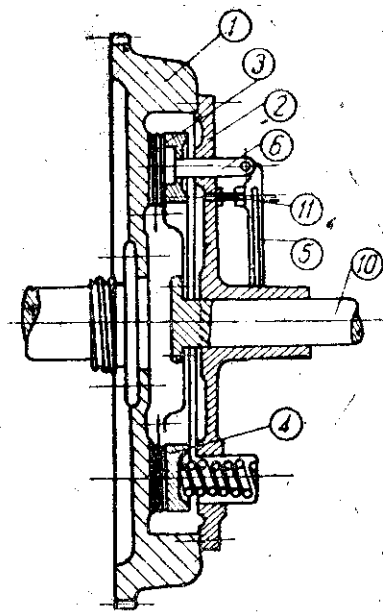
Зазор δ должен быть одинаковым по всей поверхности трения.

Вся регулировка производится только при сборке фрикциона перед его установкой в танке. Никакой регулировки фрикциона в машине во время эксплуатации не допускается.

Бортовые фрикционы

Наиболее приемлемым типом бортовых фрикционов нужно признать сухой многодисковый фрикцион со стальными дисками без обшивки ферродо.

Ведущими частями фрикциона являются внутренний барабан и внутренние диски, ведомыми частями — внешний барабан и диски. Наружный барабан фрикциона 2 (фиг. 60) служит одновременно тормозным барабаном.



Фиг. 59. Схема однодискового главного фрикциона.

Включение фрикциона производится или пружинами или, как и выключение, силой водителя через муфту 1 (фиг. 60). Рычаги управления фрикционами являются и рычагами тормозов; при этом прежде выключается фрикцион, а потом уже затягивается тормоз. На фиг. 61 изображена примитивная схема такого механизма. Если тянуть за рычаг 1 вправо, то прежде чем выберется зазор между тормозным барабаном 2 и лентой тормоза 3, бортовой фрикцион через жесткую тягу 4 будет выключен.

Размеры плеч рычагов определяют ход рукоятки 1 рычага и силу, необходимую для выключения или включения. Никакой регулировки бортовых фрикционов в условиях эксплуатации не допускается, исключая связи их с тормозами.

4. Расчет фрикционов

Подобрав конструкцию фрикционов танка в соответствии с

Фиг. 60. Схема многодискового бортового фрикциона.

техническими требованиями, производят расчет, преследуя три основные задачи:

1) определение размеров поверхностей трения, их количества и силы нажатия между ними;

2) расчет на прочность и подбор материалов для деталей фрикциона;

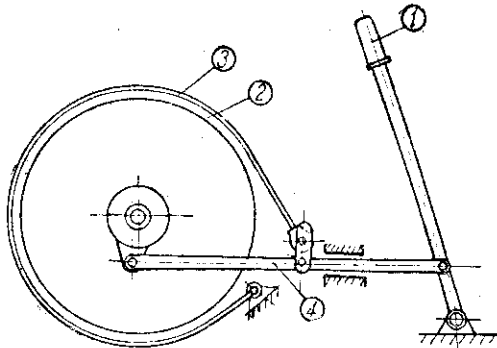
3) проверку на износ по удельной работе трения.

Считая, что метод решения каждого из этих вопросов известен из курса расчета автомобиля, приводим здесь лишь основные установки и цифровые данные применительно к танкам.

Главный фрикцион

За расчетный момент M_c главного фрикциона по мотору принимается величина наибольшего крутящего момента M_0 двигателя, увеличенного в отношении коэффициента запаса сцепления β :

$$M_c = M_0 \beta = 71\,620 \frac{N}{n} \beta \text{ (кгсм)}, \quad (1)$$



Фиг. 61. Схема рычагов управления бортовыми фрикционами и тормозами.

где N и n — мощность двигателя в л. с. и число оборотов в минуту при наибольшем крутящем моменте.

Момент M'_c , который передается гусеницам через трансмиссию, может быть вычислен по силе R сопротивления движению, равной при равномерном движении силе тяги F на гусеницах,

$$M'_c = \frac{F \cdot R_k}{i_0 \eta}, \quad (2)$$

где $R_k = \frac{z_1 n}{2\pi}$ — приведенный радиус ведущей зубчатки гусеницы, i_0 и η — передаточное число и к. п. д. трансмиссии.

При ускоренном движении и особенно при трогании с места потребный момент $M'_c = \frac{(P_c + J) R_k}{i_0 \eta}$ во много раз превосходит момент двигателя и до тех пор, пока не упадет величина ускорения, т. е. машина не достигнет скорости, соответствующей числу оборотов двигателя, неизбежна пробуксовка дисков сцепления, которая ведет к износу их и нагреванию. Величина и продолжительность пробуксовки зависит от разности окружных скоростей ведомой и ведущей части, от приведенных к валу фрикциона моментов масс со стороны трансмиссии и двигателя и от коэффициента запаса β . В современных танках величина β колеблется в пределах от 1,2 до 1,6. Проверка правильности выбора β может быть произведена расчетом на удельную работу трения.

Вторым необходимым условием надежной работы главного фрикциона является выбор величины удельного давления p на рабочих поверхностях дисков. При сухих дисках, обшитых ферродо, эта величина выбирается в пределах от 0,5 кг/см² до 2,0 кг/см².

Для металлических дисков давление может быть принято более высоким.

$$p = \frac{Q}{f}, \quad (3)$$

где Q — суммарная сила нажатия всех пружин, f — площадь одной поверхности трения в см².

Сила Q составлена из сил действия отдельных пружин q :

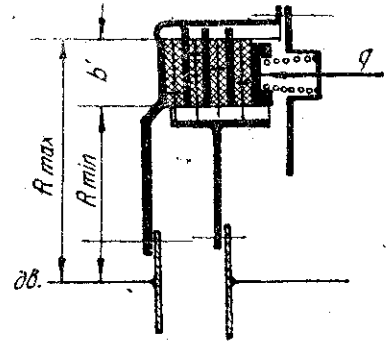
$$Q = qn, \quad (4)$$

где n — число пружин (фиг. 62).

Умножая ее на коэффициент трения μ , получим силу трения одной поверхности трения P :

$$P = \mu Q; \quad (5)$$

величина коэффициента μ для разных сортов ферродо по стали обычно колеблется в пределах 0,2—0,3.



Фиг. 62. Расчетная схема фрикциона.

Считая силу трения на z поверхностях трения приложенной на среднем радиусе R , получим момент трения:

$$M_c = PzR. \quad (6)$$

Величина его должна быть равна величине расчетного момента, т. е.

$$M_c = M_d \beta. \quad (6a)$$

Величина R определяется как среднее между R_{\min} и R_{\max} (фиг. 62):

$$R = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2}.$$

Число поверхностей трения

$$z = m + n + 1,$$

где $m + n$ — общее число двухсторонних дисков.

Площадь поверхности трения f представляет собой кольцо радиусов R_{\max} и R_{\min} . При ширине кольца рабочей поверхности дисков

$$b = R_{\max} - R_{\min}$$

площадь поверхности трения

$$f = 2\pi Rb, \quad (7)$$

величина b обычно выбирается равной $0,35R$ и получается в пределах $40-60$ мм.

Выбранные при расчете величины p , z , b и R проверяются по формуле:

$$M_c = 2\pi p R^2 b z. \quad (8)$$

Подобрав и проверив выбранные величины, подсчитывают работу сжатия пружин, принимая за силу пружин максимальную величину ее.

Работа выключения

$$A = qn_1 z \delta, \quad (9)$$

где q — сила нажатия пружины при полностью выключенном фрикционе, n_1 — число пружин, z — число трущихся поверхностей, δ — зазор между дисками.

Величина зазора, необходимая для расцепления трущихся поверхностей, берется для ферродо по стали не меньше $0,5$ мм и стали по стали — $0,2$ мм.

Приравняв затем полученную величину работе на педали

$$A = P_{\max} s, \quad (10)$$

подбирают наиболее желательные величины: P_{\max} — усилие на педали и s — ход педали.

В современных танках без применения сервомеханизмов (см. схему фиг. 63) P_{\max} колеблется в пределах $15-40$ кг и s — в пределах $150-200$ мм.

Отношение величин

$$\frac{Q}{P_{\max}} = \frac{s}{z\delta} = i_n \quad (11)$$

есть передаточное число всей системы рычагов или привода выключения

главного фрикциона. Разбивка передаточного числа производится, пользуясь формулой, применительно к фиг. 63:

$$i_n = \frac{a_2 b_2 d_2}{a_1 b_1 d_1}, \quad (12)$$

где d_2 ; b_2 ; a_2 — ведущие плечи рычагов, d_1 ; b_1 и a_1 — ведомые.

Бортовой фрикцион

Расчет бортовых фрикционов ничем не отличается от расчета главного фрикциона.

Коэффициент запаса

$$\beta = \frac{M_6}{M_d i_T}$$

должен быть несколько больше, чем для главного фрикциона, т. е. $1,25-2$.

Расчетный момент

$$M_6 = M_d i_T \beta = 71620 \frac{N}{n} i_T \beta \text{ (кгсм)},$$

где i_T — передаточное число трансмиссии (до бортового фрикциона).

Каждый фрикцион рассчитывается на полный крутящий момент.

Потребный момент для движения

$$M_6' = \frac{P_c R_k}{i_{6.n} \eta},$$

где P_c — сила сопротивления движению танка,

R_k — приведенный радиус ведущего колеса,

$i_{6.n}$ — передаточное число и

η — к. п. д. бортовой передачи.

При всех случаях движения будет соблюдаться следующее условие:

$$M_6' \leq M_6.$$

Удельное давление на диски p может быть принято выше, чем в главном фрикционе, так как работы буксования при выключении и включении фрикциона почти нет, p можно принимать до 4 кг/см².

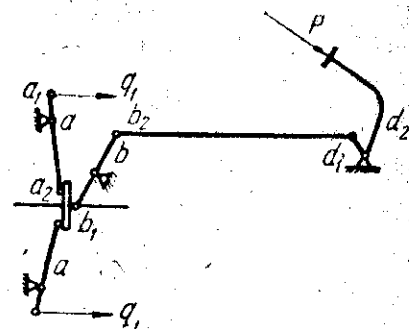
Часто в бортовых фрикционах применяются диски без обшивки ферродо; коэффициент трения μ для стали по стали может быть взят $0,18-0,15$.

Зазор δ между дисками в выключенном состоянии при дисках без обшивки ферродо может быть принят $\geq 0,2$ мм.

Величины R , b и z выбирают, исходя из тех же соображений, что и при главном фрикционе.

Проверка выбранных величин производится по формуле (8).

Работа выключения аналогична формуле (9).



Фиг. 63. Схема рычагов управления главным фрикционом.

Усилие P на рукоятке рычага не должно превышать для выключения фрикциона 30 кг, так как на этот же рычаг водитель должен еще прикладывать усилие для затягивания тормоза.

Ход s рукоятки рычага не должен превышать 250 мм.

Выбор передаточного числа привода выключения производится по формулам (11) и (12).

В тяжелых машинах, где крутящий момент, передаваемый на бортовые фрикционы, очень велик, работа выключения фрикциона получается также большой, а значит, или P или s должны выйти из нормы. Поэтому в приводе к фрикционам часто устанавливаются сервомеханизмы различного действия (механические, пневматические, электромагнитные и др.).

Глава II

ТОРМОЗА

1. Назначение тормозов в танке

Во всех гусеничных машинах тормоза служат в первую очередь для управления машиной. Они являются неотъемлемой частью всякого механизма поворота — бортового фрикциона, планетарного механизма, дифференциала и т. д. Из теории поворота мы видели, что только при больших сопротивлениях движению и при очень больших радиусах поворота машина может поворачиваться без участия тормозов.

Во вторую очередь тормоза служат для быстрого замедления движения машины, при движении на больших скоростях и для остановки машины. Плавное же замедление движения осуществляется одним выключением механизмов поворота без притормаживания.

И третьим назначением тормозов является удержание машины при остановке на большом уклоне.

2. Расположение тормозов

Тормоза располагаются в большинстве случаев на поперечном валу. Тормозным барабаном обычно служит внешний барабан бортового фрикциона, соединенный с бортовой передачей. Отъединив трансмиссию танка и затягивая тормоз, мы действуем непосредственно на малую (ведущую) шестерню бортовой передачи.

В процессе торможения неизбежна некоторая пробуксовка; при этом выделяется значительное количество тепла; поэтому желательно для лучшей теплоотдачи тормоз располагать так, чтобы он обдувался со всех сторон холодным воздухом.

3. Типы тормозов, применяемых в танках

Исходя из назначения тормозов в танке, к ним предъявляются требования безусловной надежности их работы при всех случаях движения. Надежность работы тормоза складывается из следующих элементов:

- 1) безотказности торможения;
- 2) недопустимости произвольного захвата тормоза;
- 3) хорошей теплоотдачи;
- 4) небольшого усилия на рукоятке рычага управления;

5) прочности деталей тормоза.

Первое условие должно обеспечить необходимый тормозной момент при всех условиях движения танка и особенно при поворотах на рыхлом или болотистом грунте. Сравнительный расчет тормозов показывает, что этому условию удовлетворяют ленточные тормоза. Эти тормоза сравнительно с колодочными тормозами, при тех же размерах тормозного барабана, дают наибольший тормозной момент.

Произвольный захват тормозов мыслим только в ленточных тормозах, обладающих свойством самозатормаживания. Но это явление может быть устранено конструкцией ленты и оттягивающими ленту приспособлениями, устанавливающими постоянство зазора по всему углу обхвата лентой тормозного барабана.

Наилучшая отдача тепла, выделяющегося при торможении, наиболее легко осуществима в колодочных тормозах, с внутренним расположением колодок. В этом случае внешняя поверхность тормозного барабана отдает тепло в окружающую атмосферу и для более интенсивной теплоотдачи она может быть сделана ребристой.

Лента, охватывающая тормозной барабан, внутри которого обычно расположен механизм поворота, препятствует отдаче тепла в окружающую атмосферу, являясь как бы изолятором тепла. Особенно это относится к лентам, имеющим обшивку ферроло. Поэтому сейчас часто применяют ленту без обшивки, заставляя тереться сталь по стали.

Величина усилия на рукоятке рычага управления характеризует легкость управления машиной.

И, наконец, последнее условие — прочность деталей тормоза — может быть достаточно обеспечена в любой системе тормозов их конструкцией и материалами.

Исходя из только что сказанного, видно, что в танках могут применяться как колодочные, так и ленточные тормоза. Но, несмотря на это, в новейших машинах наиболее часто встречаем применение ленточных тормозов. Очевидно, возможность получения большего тормозного момента является значительным преимуществом ленточных тормозов. Управление тормозами в тяжелых машинах облегчается за счет специальных механизмов привода управления.

4. Управление тормозами

При обычном механическом управлении тормоза связываются системой тяг и рычагов с рычагами управления. При наличии приборов, облегчающих работу водителя (сервомеханизмов), эти приборы устанавливаются в той же системе тяг привода управления.

5. Расчет ленточных тормозов

Здесь мы ограничиваемся расчетом ленточных тормозов, как наиболее часто встречающихся в современных танках.

Рассмотрим два типа ленточных тормозов: с частичным самоторможением и с полным.

Каждый тормоз танка должен быть рассчитан на полный тормозной момент, потребный для поворота в наиболее тяжелых условиях грунта.

Из теории поворота известно, что при различных механизмах поворота величина расчетного тормозного момента M_T различна.

Так, для бортовых фрикционов

$$M_T = 0,4 \frac{GR_k}{i_{б.н}}, \quad (1)$$

где R_k — радиус ведущего колеса,
 $i_{б.н}$ — передаточное число бортовой передачи.

Для простого дифференциала

$$M_T = 0,7 \frac{GR_k}{i_{б.н}}. \quad (1')$$

Для двойного дифференциала

$$M_T = 0,9 \frac{GR_k}{i_{б.н}} (1 - i_{13}), \quad (1'')$$

где i_{13} — передаточное число от полуоси к коробке сателлитов при затянутом тормозе.

Рассмотрим сначала двойной ленточный тормоз (фиг. 64).

Написав уравнение равновесия всей системы и отдельно уравнение моментов для рычага относительно шарниров B и D , получим основные зависимости между усилиями, действующими на тормоз:

$$M_T = (S_3 - S_2)R - Qa_1; \quad (2)$$

$$Qa_1 = S_4b_1 = S_4'(R+c)(1 - \cos \alpha); \quad (3)$$

$$Qa_2 = S_1b_2. \quad (4)$$

Размеры a , b , c берутся перпендикулярно действующим силам.

Связь между натяжениями ленты S_1 , S_2 , S_3 и S_4 определится на основании теории трения гибкой ленты о шкив следующими соотношениями:

$$S_1 = S_2 e^{\mu \alpha_{12}}; \quad (5)$$

$$S_3 = S_4 e^{\mu \alpha_{34}}. \quad (6)$$

При известном усилии Q на рычаге по формулам (3) и (4) определяются S_1 и S_4 , и тогда момент трения, развиваемый тормозом, будет:

$$M_T = [(S_1 - S_2) + (S_3 - S_4)]R \quad (7)$$

или, подставив вместо S_2 и S_3 их значения из формул (5) и (6), получим:

$$M_T = \left[S_1 \frac{e^{\mu \alpha_{12}} - 1}{e^{\mu \alpha_{12}}} + S_4 (e^{\mu \alpha_{34}} - 1) \right] R. \quad (8)$$

Величина этого момента должна быть равна величине момента, определенного из условий торможения (формула 1):

$$M_r = M_T.$$

При обратном направлении вращения уравнения (6) и (7) изменятся на:

$$S_4 = S_3 e^{\mu \alpha_{34}},$$

$$S_2 = S_1 e^{\mu \alpha_{12}}$$

и момент трения

$$M_r = \left[S_4 \frac{e^{\mu \alpha_{34}} - 1}{e^{\mu \alpha_{34}}} + S_1 (e^{\mu \alpha_{12}} - 1) \right] R.$$

Очевидно, что в данном случае при выбранном соотношении длин частей ленты тормозной момент получится меньшим, так как наибольшим натяжением ленты будет сила S_3 , меньшая, чем S_3 в первом случае.

Так как при данной системе рычагов $S_4 > S_1$, то для получения одинакового тормозного момента при движении машины вперед и назад условие $\alpha_{12} < \alpha_{34}$ остается в силе.

Момент S_4c так же, как момент S_1c , выворачивает ушки ленты C и B , способствуя неравномерному износу ленты, а потому должен быть минимальным.

Условная работа, затрачиваемая водителем на торможение,

$$A = Ps \quad (9)$$

должна быть равна условной работе затягивания ленты тормоза

$$A_2 = Ss_2,$$

на основе чего получим:

$$\frac{S}{P} = \frac{s}{s_2} = i_n \quad (10)$$

т. е. необходимое передаточное число привода управления тормозами, включая и рычаги, затягивающие ленту тормоза.

Величина P выбирается в пределах 15—25 кг, s — подбирается по конструктивным соображениям в пределах 150—200 мм и в крайнем случае — до 250 мм.

Величина s_2 определяется зазором между тормозным барабаном и лентой δ :

$$s_2 = (\alpha_{12} + \alpha_{34}) \delta,$$

где α_{12} и α_{34} — углы обхвата ленты.

Сила S есть сумма натяжений свободных концов ленты

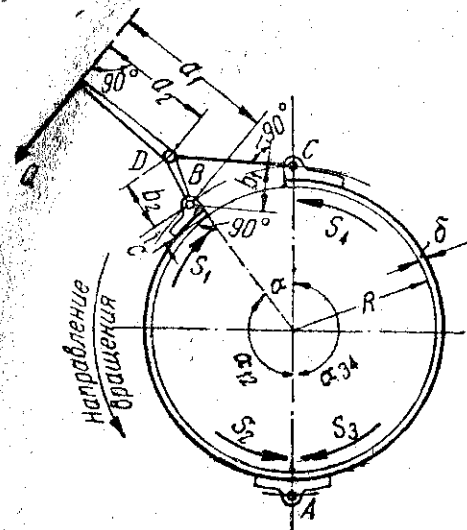
$$S = S_1 + S_4.$$

Удельное давление определяется по силе наибольшего натяжения ленты. В нашем случае наибольшим натяжением ленты будет:

$$S_3 = S_4 e^{\mu \alpha_{34}}.$$

Удельное давление (максимум)

$$p = \frac{S_3}{RB} = \frac{S_4 e^{\mu \alpha_{34}}}{RB}.$$



Фиг. 64. Схема двойного ленточного тормоза.

Здесь R — радиус тормозного барабана,
 B — ширина ленты.

По условиям нагревания ленты следует выбирать удельное давление для ленты, обшитой ферродо, в пределах 3—5 кг/см², и для стальной ленты по стальному барабану 8—10 кг/см².

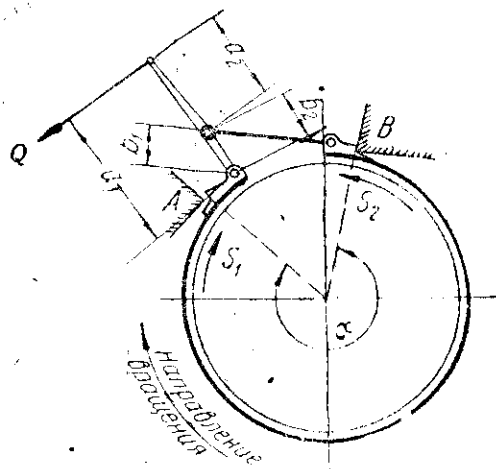
При больших удельных давлениях ферродо горит, а оставшая лента без обшивки перегревается, искрит и быстро изнашивается.

Чтобы в отгорможенном состоянии лента не терлась о барабан, следует брать зазор δ не меньше 1 мм и поддерживать одинаковым по всему углу обхвата.

Коэффициент трения для ферродо по стали берется $\mu = 0,3$ и для стали по стали $\mu = 0,18$.

6. Плавающий ленточный тормоз

Ленточный тормоз, схематично изображенный на фиг. 65, называется плавающим потому, что в зависимости от направления движения машины при торможении он опирается на разные упоры A и B . Величина этого перемещения равна пути затягивания ленты:



$$s_2 = \delta \alpha,$$

где α — угол обхвата.

Аналогично расчету двойного ленточного тормоза имеем:

1) необходимую величину тормозного момента:

$$M_T = 0,4 \frac{GR_k}{i_{б.н}}; \quad (1)$$

2) тормозное усилие:

$$P_T = 0,4 \frac{GR_k}{Ri_{б.н}}; \quad (2)$$

Фиг. 65. Схема плавающего ленточного тормоза.

3) усилие Q на рычаге тормоза, определяемое аналогично предыдущему случаю из:

$$Qa_1 = S_2b_1 = S_2(R+c)(1-\cos\alpha); \quad (3)$$

4) необходимое передаточное число к управлению:

$$i_n = \frac{s_1}{s} = \frac{P}{Q}, \quad (4)$$

где $s_1 = \frac{a_2}{b_2} \delta \alpha$.

Тормозное усилие будет вызывать натяжение концов ленты и будет равно разности сил натяжения

$$P_T = S_2 - S_1. \quad (5)$$

Согласно теории трения гибкой ленты по тормозному шкиву, имеем соотношение

$$\frac{S_2}{S_1} = e^{\mu\alpha}.$$

Момент трения, развиваемый тормозом,

$$M_T = (S_2 - S_1)R$$

или, выражая S_2 через S_1 , получим:

$$M_T = (e^{\mu\alpha} - 1)S_1R. \quad (6)$$

Величина этого тормозного момента должна быть равна тормозному моменту по формуле (1):

$$M_T = M_T.$$

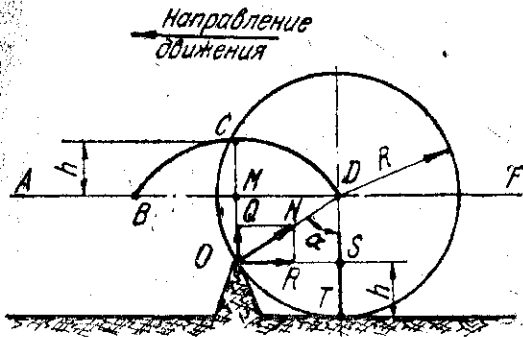
При обратном направлении вращения силы натяжения концов ленты поменяются местами, и весь порядок расчета остается тем же.

Величина удельного давления выбирается такой же, как и для двойного ленточного тормоза.

1. Перекатывание колеса через препятствие

Прежде чем перейти к анализу колебаний, испытываемых танком при движении, необходимо рассмотреть работу отдельных катков ходовой части при переходе препятствий, вызывающих колебания корпуса танка.

Опорный каток катится по расстилающейся вперед гусеничной ленте. При встрече с препятствием гусеничная лента изгибается, и каток перекатывается по выгнутой ленте. Прежде всего рассмотрим явление перекатывания катка через препятствие без гусеницы. Предполагаем также, что колесо ни с чем не связано и катится чрезвычайно медленно с постоянной скоростью. Обод колеса и препятствие будем считать неупругими.



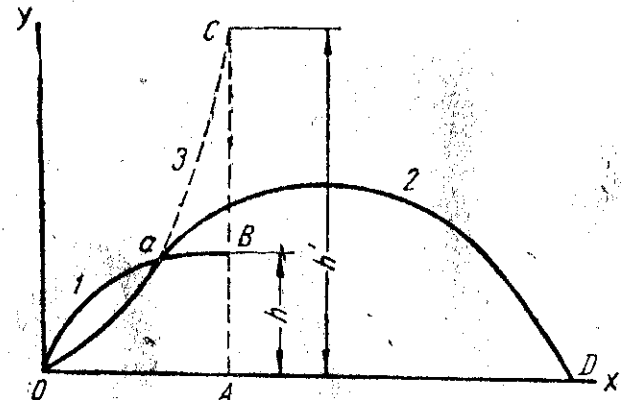
Фиг. 66. Схема перекатывания колеса через препятствие.

В точке D путь центра колеса получает внезапный перелом. В нашем случае колесо спокойно приподнимается, и ось его будет следовать по криволинейному пути DCB. В случае же значительных скоростей этот внезапный перелом возможен за счет внезапной добавочной вертикальной скорости, т. е. при бесконечно большом ускорении в вертикальном направлении. Этому ускорению соответствует бесконечно большое усилие, которое через колесо передается всем последующим массам, связанным с колесом.

В нашем случае колесо вызовет реакцию в точке O, направленную по радиусу. Эта реакция может быть разложена на вертикальную и горизонтальную составляющие, которые, по мере подъема колеса на препятствие, будут меняться по своей величине. Вертикальная составляющая будет возрастать, а горизонтальная будет уменьшаться. В момент, когда ось колеса будет в точке C, горизонтальная составляющая будет равна нулю. При сбегании с препятствия то же явление будет протекать в обратном порядке.

В координатной системе путь оси колеса DC изобразится кривой 1 (фиг. 67). Ордината AB равна высоте препятствия h.

Теперь предположим, что то же колесо движется с большой скоростью, и обод его обладает способностью упругой деформации.

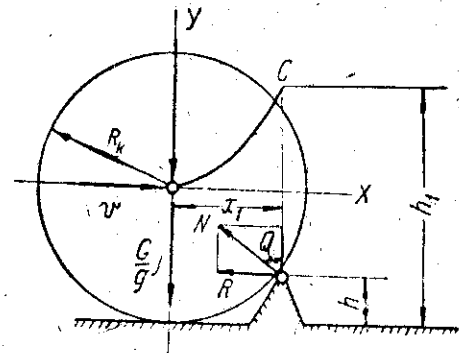


Фиг. 67. Траектории центра колеса при перекатывании через препятствие.

В этом случае при встрече с тем же препятствием центр колеса опишет путь, изображенный примерной кривой 2 (фиг. 67). В точке O вследствие пружинения обода колеса и деформации самого препятствия кривая не получит внезапного перелома и будет следовать по какой-то кривой 2. На участке от точки O до точки a пересечения кривых 1 и 2 кривая вогнута в сторону положительных X. Если бы колесо и после точки a двигалось по тому же закону, то ось его пришла бы через некоторое время в точку C. Но, так как в точке a колесо теряет опору, а действие вертикальной нагрузки на него остается, следовательно, кривая пути оси колеса выгнется в обратную сторону и пойдет примерно по кривой 2.

Вертикальная составляющая реакции опоры Q (фиг. 68) и горизонтальная сила R не будут постоянными. Наибольшая величина их может быть определена наибольшей деформацией по линии их действия, т. е. по разности ординат кривых 1 и 2 (фиг. 67) для Q и по разности абсцисс — для R.

Экспериментальное получение кривой 2 не представляет никаких трудностей, однако данных таких экспериментов пока нет. Поэтому для выяснения методики условно принимаем, что нормальная реакция Q все время, пока колесо опирается на препятствие, остается



Фиг. 68. Траектория центра колеса при перекатывании через препятствие.

постоянной, что при некотором соотношении упругости рессор и обода (препятствия) можно считать как первое приближение близким к действительности.

В этом случае первая часть траектории оси колеса при постоянной горизонтальной скорости v совпадает с параболой.

Высоту фиктивного подъема оси колеса AC обозначим через h' . Мы можем эту высоту рассматривать как фиктивное препятствие, преодолеваемое колесом на пути OA (фиг. 67) с постоянным вертикальным ускорением j и с постоянной вертикальной силой G .

В этом случае фиктивная высота

$$h' = j \frac{t^2}{2}. \quad (1)$$

Для определения вертикальной реакции Q из уравнения проекций сил на ось y получим:

$$Q = \frac{G}{g} j + G, \quad (2)$$

где G — полная нагрузка колеса, включая и собственный вес его.

Ускорение j определится из уравнения (1), если известны t и h .

За время t колесо, двигаясь равномерно с горизонтальной скоростью v км/час, пройдет путь x_1 (фиг. 68):

$$\frac{v}{3,6} = \frac{x_1}{t} = \frac{\sqrt{R_k^2 - (R_k - h)^2}}{t} = \frac{\sqrt{(2R_k - h)h}}{t}, \quad (3)$$

откуда определяем время t движения до точки C :

$$t = \frac{3,6 \sqrt{(2R_k - h)h}}{v}$$

и, подставив его в формулу (1), получим величину вертикального ускорения j :

$$j = \frac{2h' v^2}{3,6^2 (2R_k - h) h}$$

и из формулы (2) вертикальную составляющую

$$Q = \frac{2v^2 G}{3,6^2 g (2R_k - h)} \cdot \frac{h'}{h} + G. \quad (4)$$

Примем, что для сплошной резиновой грузошины фиктивная высота препятствия, в зависимости от действительной высоты h препятствия и радиуса R_k — колеса, выражается формулой:

$$h' = \frac{h^2}{R_k - h} k. \quad (5)$$

Это уравнение должно быть получено из опыта; в данном случае оно подобрано с таким расчетом, чтобы при уменьшении h величина h' прогрессивно уменьшалась, а при возрастании до $h = R_k$ увеличивалась до бесконечности, что довольно близко соответствует действительности.

Коэффициент k характеризует эластичность материала грузошины.

Подставив значение h' из формулы (5) в формулу (4), получим выражение для вертикальной составляющей

$$Q = \frac{3Ghkv^2}{g(2R_k - h)(R_k - h)} + G. \quad (6)$$

Горизонтальная составляющая R определится из треугольника сил (фиг. 68):

$$R = Q \operatorname{tg} \alpha, \quad (7)$$

где

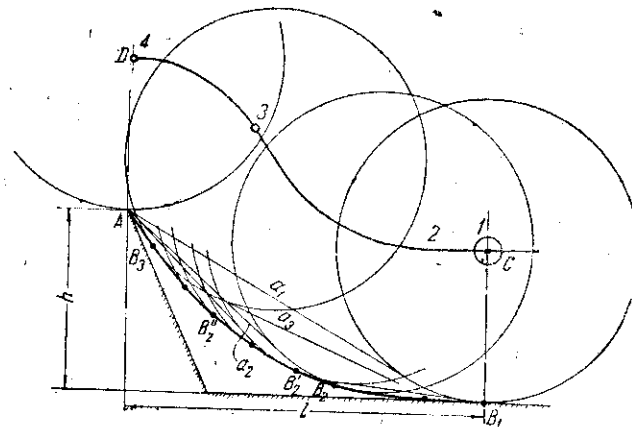
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{R_k^2 - (R_k - h)^2}}{R_k - h} = \frac{\sqrt{(2R_k - h)h}}{R_k - h}$$

и тогда

$$R = Q \frac{\sqrt{(2R_k - h)h}}{R_k - h},$$

или окончательно

$$R = \frac{3Gh^2kv^2}{g(R_k - h)^2 \sqrt{(2R_k - h)h}} + G \frac{\sqrt{(2R_k - h)h}}{R_k - h}. \quad (8)$$



Фиг. 69. Схема перекачивания катка через препятствие при наличии гусеничной цепи.

Из уравнений (6) и (8) видно, что составляющие силы, вызванные толчком, пропорциональны высоте препятствия, весу груза на колесо и прямо пропорциональны квадрату скорости.

При $h = 0$, $Q = G$, а $R = 0$.

При $h = R_k$ — обе силы равны бесконечности.

Под влиянием этих сил колесо может подпрыгнуть в полтора раза выше препятствия. При падении колеса на грунт в точке D (фиг. 67) получается вторичный толчок, сила которого зависит от пружинения обода колеса и грунта.

Горизонтальная составляющая R является добавочным сопротивлением движению машины.

Увеличение радиуса колеса уменьшает силы, вызываемые толчком, и, следовательно, дает меньшее сопротивление движению.

Рассмотрим теперь явления, протекающие при переходе препятствия отдельным катком гусеничного танка.

На фиг. 69 изображены четыре различные положения катка при переходе препятствия — высотой h . В данном случае между катком и препятствием провисает гусеничная лента, которая значительно смягчает толчок при встрече с препятствием.

Характер провисания гусеничной ленты меняется в зависимости от расстояния катка от препятствия и расстояния между соседними катками. Так, если один из катков находится в положении 1, а второй в положении 4, то гусеничная лента будет натянута между гребнем препятствия A и катком и будет изображаться линией B_1A_1A .

В положении 2 катка гусеничная лента будет натянута по линии B_2A_2A . Каток опирается уже только на ленту, так как лента сзади катка уже приподнялась и натягивается между ним и следующим за ним катком. В следующий момент точка B займет какое-то новое положение B'_2 и дальше B''_2 , B_3 .

В положении 3 гусеничная лента натянута по линии a_3B_3A . Геометрическое место точек наибольшего прогиба ленты изображится кривой, характер которой зависит от диаметра катков, расстояния между ними, высоты препятствия, способности ленты вытягиваться, жесткости рессор, веса, приходящегося на каток, и деформаций шины катка и препятствия.

Отразить этот характер кривой математической формулой, без большой исследовательской работы по определению характера изменения отдельных величин, невозможно. Для лучшего уяснения физического явления перекаtywания можно условно принять какую-либо грубо приближенную кривую.

Геометрическое место точек центров катка изобразится кривой CD ; это будет путь оси катка C . Эта кривая на участке начала подъема одинакова с кривой выгиба гусеницы, а на участке 3—4 будет окружностью радиуса, равного радиусу катка с центром в точке A . Так как мы предполагаем, что каток при переходе препятствия не отрывается от гусеницы.

Траектория центра катка показывает, что при переходе препятствия катком гусеничного танка последний испытывает значительно смягченный толчок и, следовательно, тех разрушающих усилий, которые имели место при перекаtywании отдельного колеса через препятствие, здесь нет. Не будет и того явления, что каток подпрыгивает над препятствием, так как здесь резкого изменения направления движения нет, и ускорение в вертикальном направлении будет возрастать хотя и быстро, но не внезапно.

Здесь мы ограничиваемся только описанием явления, не вдаваясь в его анализ, так как это привело бы к сложным математическим вычислениям, которые без экспериментальных данных не имели бы практического значения.

2. Колебания корпуса танка

При движении танка по местности, имеющей неровности, корпус его подвергается различным колебаниям, которые сводятся к двум основным видам:

1) вертикальным колебаниям — перемещениями центра тяжести машины в вертикальной плоскости;

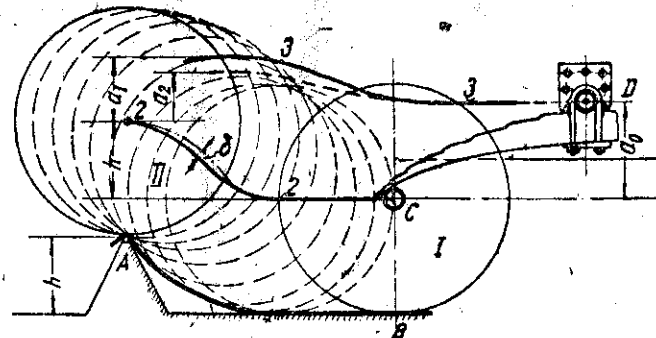
2) угловым колебаниям — поперечным и продольным.

Все колебания корпуса танка отражаются на действительности огня из танка с хода и на наблюдении за дорогой через смотровые щели.

Особенно вредными являются продольные угловые колебания, так как они сильно влияют на изменение угла возвышения орудия.

Поэтому нужно стремиться, чтобы продольные, а также и поперечные колебания корпуса происходили достаточно плавно, т. е. с большим периодом и малыми амплитудами, довольно быстро затухающими.

Это требование должно в надлежащей степени обеспечиваться конструкцией подвески танка. Применение достаточно мягких рессор, дающих большую стрелу прогиба, и амортизаторов, поглощающих энергию колебания трением, нужно признать очень желательным в подвесках корпуса танка.



Фиг. 70. Схема перекаtywания через препятствие катка с опирающейся на него рессорой.

Рассмотрим явления, протекающие при переходе катком танка препятствия, когда на каток через рессору передается часть веса подвесочных масс (фиг. 70).

Предполагаем, что гусеница — упругая гибкая лента, каток — со слабо деформирующейся шиной, и препятствие абсолютно упруго.

Гусеничная лента при перекаtywании по ней катка, как было описано ранее, вынуждается по кривой 1—1.

Каток, при переходе из положения I в положение II, последовательно будет занимать положения, изображенные пунктирными окружностями. Предполагаем, что независимо от скорости каток не отделился от гусеницы.

Путь оси катка C изобразится кривой 2—2. Деформация шины δ будет переменной величиной, уменьшающей крутизну кривой. Характер изменения δ виден из фигуры. Пунктирная кривая 2—2 имела бы место в том случае, если бы шина колеса была жесткой.

Площадка между сплошной и пунктирной линиями 2—2 изобразит работу сил деформации шины.

Точка подвески корпуса D опишет кривую 3—3. В случае более мягкой рессоры будет иметь место пунктирная кривая 3—3.

Растояние по вертикали от оси катка до точки D — крепления подвески при переходе препятствия меняется от a_0 до a_1 или a_2 .

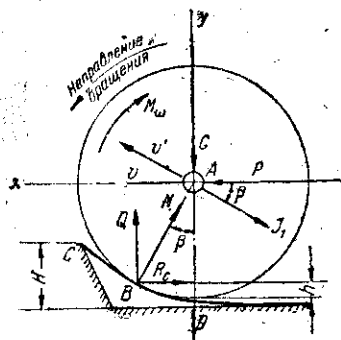
a_0 — статическое положение;

a_1 — наименьшая высота D над C при переходе данного препятствия;

a_2 — то же, но при более мягкой рессоре.

Разность $a_0 - a_1 = f$ или $a_0 - a_2 = f_1$ — стрелы прогиба рессоры при переходе данного препятствия с какой-то постоянной скоростью танка.

Рассмотрим систему сил, действующих на каток в каждый данный момент перекачивания его через препятствие (фиг. 71).



Фиг. 71. Схема сил, действующих на каток.

Через рессору передается часть веса танка G , которую можем считать постоянной, так как углы колебаний машины при переходе невысоких препятствий малы.

На ось катка через ту же рессору или другим каким-либо путем передается толкающее усилие P .

Реакция сил G и P будет приложена в точке B , находящейся на середине дуги прилегания шины к гусенице и будет направлена по радиусу к центру катка. Эта реакция N и ее составляющие Q и R_c будут переменными.

Если принять во внимание массу колеса, то будем еще иметь следующие силы:

J — силу инерции, направленную в каждый данный момент под углом 90° к радиусу BA ;

M_w — инерционный момент вращающейся массы колеса.

Моментом трения, возникающим на оси катка, пренебрегаем.

Определим величины действующих на колесо сил P , Q и R_c .

Напишем уравнения равновесия сил, действующих на колесо:

$$\Sigma M_B = P(R-h) - G\sqrt{(2R-h)h} - M_w - J_1 R = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma X = P - R_c - J_1 \cos \beta = 0, \quad (2)$$

$$\Sigma Y = Q - G - J_1 \sin \beta = 0, \quad (3)$$

где R — радиус колеса,

h — смещение точки приложения реакции R_c по высоте.

Для данного положения колеса и данной высоты препятствия h величина h постоянна; она зависит от радиуса колеса, высоты препятствия и кривой выгиба гусеничной ленты.

Инерционный момент и сила инерции определяются из:

$$M_w = J_w \varepsilon,$$

$$J_1 = mR\varepsilon,$$

где J_w — момент инерции вращающейся массы относительно оси A колеса,

ε — угловое ускорение того же вращения.

m — масса вращающегося тела — масса колеса.

Подставим это в уравнение (1) и определим силу P , приняв во внимание, что

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$$

и

$$\omega = \frac{v'}{R} = \frac{v}{R \cos(\omega t + \beta)},$$

после дифференцирования и, приняв для начала движения $t=0$, $\omega=0$ и $v=0$, найдем, что

$$\varepsilon = \frac{j}{R-h},$$

окончательно для силы P получим:

$$P = G \frac{\sqrt{(2R-h)h}}{R-h} + \frac{(J_w + mR^2)j}{(R-h)^2}. \quad (4)$$

Из уравнения (2) определим R_c :

$$R_c = P - J_1 \cos \beta$$

или

$$R_c = G \frac{\sqrt{(2R-h)h}}{R-h} + \frac{(J_w + mR^2)j}{(R-h)^2} - \frac{mRj}{R-h}. \quad (5)$$

Из уравнения (3) определим Q :

$$Q = G + J_1 \sin \beta$$

или

$$Q = G + mj \frac{\sqrt{(2R-h)h}}{R-h}. \quad (6)$$

В формулы (4), (5) и (6) входит линейное горизонтальное ускорение j , которое может быть переменной величиной в зависимости от характера начала движения машины при каждом положении катка, иначе — при каждом h .

При подъеме катка на препятствие величина h возрастает от нуля до величины H , как своего максимума, и при скатывании катка с препятствия уменьшается от максимума до нуля. Закон изменения h при этом определяется кривой, построенной на фиг. 70.

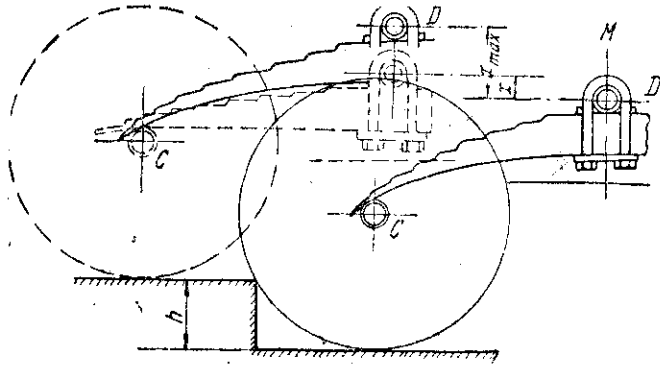
Перейдем теперь к простейшему исследованию колебаний корпуса танка. Подробное исследование явления колебания требует большой экспериментальной работы над подвесками танка, чего к настоящему времени еще не имеется. Метод исследования продольных колебаний колесных экипажей приведен в книге Тимошенко, „Теория колебаний в инженерном деле“ (ГНТИ 1932 г.).

В данном курсе мы ограничимся рассмотрением колебания одной рессоры и дадим метод определения скорости колебательного движения x , ускорения x'' , периода колебаний T и амплитуды a в зависимости от жесткости рессор m , высоты препятствия h и скорости движения танка v .

Корпус танка, при переходе различных препятствий, испытывает одновременно различного вида колебания.

Основные из них: 1) колебания центра тяжести в вертикальной плоскости и 2) угловые колебания около продольной и поперечной осей, проходящих через центр тяжести.

Рассмотрим каждое из этих колебаний в отдельности. Для простоты рассуждений будем рассматривать один каток, подвешенный через рессору к корпусу танка (фиг. 72). Весом самого катка пренебрегаем.



Фиг. 72. Схема подъема точки крепления рессоры к корпусу при перекатывании катка через препятствие.

Вертикальные колебания

Предположим, что каток преодолевает вертикальное препятствие высотой h . За время подъема катка масса танка придет в состояние свободного колебательного движения, дифференциальное уравнение которого получим, обозначив через M массу танка и m — модуль рессоры:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + mx = 0 \quad (1)$$

или его можно привести к такому виду:

$$x' dx' + \frac{m}{M} x dx = 0.$$

После интегрирования получим:

$$\frac{x'^2}{2} = -\frac{mx}{2M} + C.$$

При начальных условиях, когда $x = x_{\max}$ и $x' = 0$

$$C = \frac{mx^2_{\max}}{2M},$$

тогда

$$x' = \sqrt{\frac{m}{M} (x^2_{\max} - x^2)} \quad (2)$$

или, выражая $M = \frac{mf_0}{g}$, где f_0 — статическая стрела прогиба рессоры:

$$x' = \sqrt{\frac{g}{f_0} (x_{\max} - x^2)}. \quad (3)$$

Отсюда видно, что скорость колебательного движения тем меньше, чем больше статическая стрела прогиба рессоры и чем меньше x_{\max} , а x_{\max} есть не что иное как высота препятствия h .

$$\text{При } x = 0 \quad x'_{\max} = h \sqrt{\frac{g}{f_0}}.$$

Ускорение колебательного движения можно получить из уравнения (1), заметив, что $M = \frac{mf_0}{g}$

$$x'' = -\frac{g}{f_0} x, \quad (4)$$

следовательно, ускорение x'' тем меньше, чем меньше f_0 и пропорционально x .

Максимальное ускорение будет в крайнем, верхнем и нижнем положениях, т. е. при $x = h$ будем иметь:

$$x'' = -\frac{g}{f_0} h. \quad (5)$$

Амплитуда колебаний, очевидно, будет равна $2h$. Интегрируя уравнение (3), найдем:

$$t = \sqrt{\frac{f_0}{g}} \arcsin \frac{x}{x_{\max}} + C_1.$$

Отсчитывая t от среднего положения, как и переменную x , для начальных условий получим $C_1 = 0$. И приняв во внимание, что при наибольшем перемещении, т. е. при $x = x_{\max}$, выражение

$$\arcsin \frac{x}{x_{\max}} = \frac{\pi}{2},$$

найдем:

$$t_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{f_0}{g}}. \quad (6)$$

Полный период колебания $T_0 = 4t_1$, следовательно,

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{f_0}{g}},$$

или

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{G}{mg}}. \quad (7)$$

Силы трения, возникающие между листами рессоры, уменьшают амплитуду колебаний α , но периода колебаний не изменяют. Но, если мы поставим специальные амортизаторы, которые создают дополнитель-

ные силы, зависящие от стрелы прогиба пружины, скорости или ускорения, то, обозначая силу гашения колебаний

$$R = c\dot{\alpha},$$

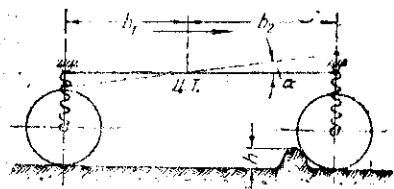
где c — некоторый коэффициент пропорциональности, период колебаний T получим в виде:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{g}{f_0} - n}}, \quad (8)$$

где $n = \frac{c}{2m}$ — коэффициент затухания. С увеличением n увеличивается и T и при $n = \frac{g}{f_0}$ он становится бесконечно большим. При дальнейшем увеличении n движение становится аperiодическим, т. е. собственные колебания совершенно уничтожаются.

Угловые колебания

Кроме параметров, влияющих на вертикальные перемещения корпуса танка, здесь, в угловых колебаниях, большое значение имеют момент инерции поддресоренной массы танка J и расстояния центра тяжести от крайних точек крепления подвески к корпусу b_1 и b_2 (фиг. 73).



Фиг. 73. Схема продольных угловых колебаний.

Предположим, что передний каток перескочил через препятствие h . В момент перехода корпуса ему был сообщен толчок, под влиянием которого он пришел в состояние углового продольного колебательного движения.

Дифференциальное уравнение углового колебательного движения имеет вид:

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + 2\alpha (m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2) = 0, \quad (9)$$

где m_1 и m_2 — модули передней и задней пружины.

Угловая скорость

$$\frac{d\alpha}{dt} = \sqrt{\frac{2(m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2)}{J}} (\alpha_{\max}^2 - \alpha^2). \quad (10)$$

Максимальная скорость будет при $\alpha = 0$:

$$\omega_{\max} = \frac{h}{b} \sqrt{\frac{2(m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2)}{J}},$$

где $\frac{h}{b} = \alpha_{\max}$, b есть b_1 или b_2 , смотря по тому, какой каток перескочил препятствие.

Угловое ускорение

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -\frac{2(m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2)}{J} \alpha. \quad (11)$$

Максимальное ускорение будет в крайних положениях, верхнем и нижнем, т. е. при $\alpha = \pm \alpha_{\max} = \pm \frac{h}{b}$.

Перепишем выражение (11) в виде

$$dt^2 = -\frac{J}{2(m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2)} \frac{d^2\alpha}{\alpha}$$

и интегрируя, найдем для данных условий:

Время колебаний

$$t = \sqrt{\frac{J}{2(m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2)}} \cdot \arcsin \frac{\alpha}{\alpha_{\max}}$$

Время полуамплитуды колебания, т. е. время нарастания от α до α_{\max} из предыдущего уравнения,

$$t_1 = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{J}{2(m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2)}}$$

Полный период колебаний

$$T = 4 t_1.$$

В заключение следует сказать, что все приведенные формулы дают некоторое приближенное решение вопросов колебания, а сам метод дает направление дальнейшим исследованиям колебаний танка.

Из приведенных формул следует, что для получения более плавного хода танка, т. е. с малыми скоростями как угловых, так и вертикальных колебаний, с малыми ускорениями и амплитудами необходимо ставить пружины с большей статической стрелой прогиба f_0 или, что то же самое, меньшим модулем m .

Глава I

КОНСТРУКТИВНОЕ ОПИСАНИЕ

1. Общие сведения

Ходовая часть современных танков, по сравнению со всеми другими агрегатами, является наиболее отсталой как в области теоретических исследований, так и в области конструктивных форм. Одновременно с этим нужно также признать, что ходовая часть во всем разнообразии ее видов и форм, в разнообразии и неопределенности условий работы, является наиболее трудной частью для изучения и исследования. Но все же современные танки уже в достаточной степени обеспечивают все боевые и эксплуатационные требования, предъявляемые к ним.

Осуществление универсальной ходовой части, которая обеспечила бы движение танка в любое время года, независимо от состояния погоды как на твердых грунтах, так и на заболоченных местах и на снежных пространствах встречает значительные трудности, а в конструктивном оформлении становится слишком сложной. Поэтому для движения танка в особо тяжелых условиях обычно движители снабжаются специальными приспособлениями, или же для этих условий конструируются специальные движители, заведомо не выполняющие некоторых требований при нормальных условиях работы.

По системе ходовой части танки разделяются на два основных типа:

- 1) гусеничные;
- 2) колесно-гусеничные.

Гусеничные танки имеют только гусеничный тип движителя, т. е. могут передвигаться только на гусенице. Колесно-гусеничные танки наряду с гусеничным движителем имеют еще и колесный, т. е. могут передвигаться как на гусенице, так и на колесах. При этом, если при движении на гусенице проходимость колесно-гусеничных танков приравнивается проходимости чисто гусеничных танков, то проходимость на колесах можно приравнять к проходимости многоосного автомобиля.

Примером чисто гусеничных танков могут служить известные танки Виккерса 6 т и 12 т, Рено и другие. Примером колесно-гусеничных— танк Кристи, французский танк Сен-Шамон и из последних конструкций шведские танки Ландсверк.

Система перехода с гусеницы на колеса и обратно может быть двух видов:

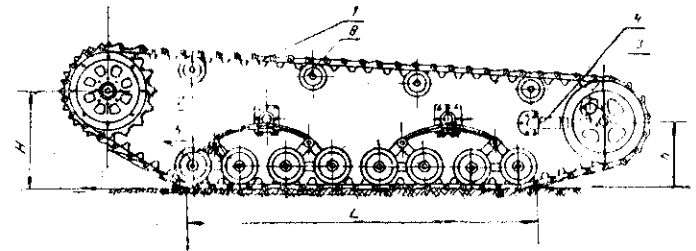
1) по типу танка Кристи, когда опорные катки гусеничного хода являются колесами колесного хода; гусеничная цепь снимается и крепится на крыльях танка; одна часть катков при этом превращается в ведущие колеса колесного хода, другая—приспосабливается для управления машиной, и, наконец, часть катков может остаться в качестве поддерживающих;

2) по типу танка Сен-Шамон. Для колесного хода имеются отдельные катки, впереди и сзади или по бокам (Ландсверк) корпуса, которые во время движения на гусенице приподняты. При переходе на колеса катки опускаются, и весь вес танка передается на них, а гусеницы вместе с корпусом приподнимаются над грунтом.

2. Составные элементы ходовой части

Ходовая часть всякой машины, имеющей гусеничный движитель, состоит из следующих основных элементов (фиг. 74):

- 1) гусеничной цепи, или ленты;
- 2) ведущего колеса, или ведущей зубчатки;
- 3) направляющего колеса, или ленивца;
- 4) натяжного приспособления;



Фиг. 74. Схема ходовой части танка.

- 5) подвески, состоящей из опорных катков, рессор и балансиров;
- 6) поддерживающих катков.

Имея техническое задание на проектирование танка и подобрав все основные агрегаты, размещаемые в корпусе, и определив тем самым основные габаритные размеры, остается, в соответствии с оперативными и тактическими требованиями, подобрать ходовую часть танка.

Выбор самой системы ходовой части и умелое сочетание всех составных ее элементов являются наиболее трудным делом во всей работе по проектированию.

Гусеничная цепь и гусеничная лента

Гусеничная цепь представляет собой бесконечную цепь шарнирно связанных между собой звеньев. Такие цепи в большинстве состоят из отдельных металлических траков, связанных между собой металлическими пальцами.

К гусеничным лентам относятся сплошные бесшарнирные резиновые или полурезиновые и полуметаллические ленты, применяемые в большинстве случаев на полугусеничных автомобилях (Самау, Кегресс-Цитроен и др.). Обладая довольно ценными свойствами бесшумности, хоро-

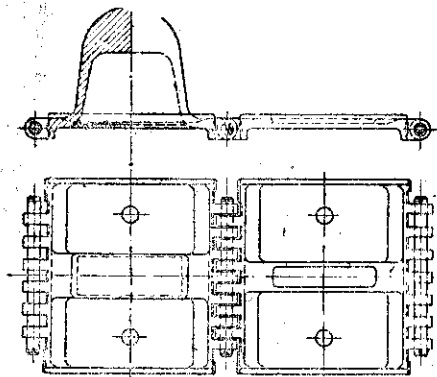
шим сцеплением с сухим грунтом и т. д., они в то же время имеют ряд существенных недостатков (непостоянство длины, недостаточная прочность и надежность и т. п.), вследствие которых они почти не применяются на танках.

Преимущественное распространение в современных танках имеют металлические гусеничные цепи, поэтому мы и остановимся более подробно на их устройстве.

Основу конструкции гусеничной цепи составляет трак. Конструкция трака определяет основные свойства гусеничной цепи:

- 1) вес цепи;
- 2) затраты мощности на перематывание цепи;
- 3) сцепные свойства гусеницы с грунтом.

Траки современных сельскохозяйственных тракторов по характеру работы этих тракторов (мягкий грунт, пашня) и по типу опоры корпуса трактора на гусеничную цепь имеют хорошо развитую опорную часть и грунтозацепочные приспособления. Способность развивать большую силу тяги на гусеницах требует довольно прочных соединений траков друг с другом.



Фиг. 75. Звено гусеничной цепи танка Кристи.

На машинах, где гусеничная цепь является только подсобной частью для небольших перемещений основного агрегата (торфопрессы, экскаватора, подъемные краны и т. д.), мы видим наряду с развитым направляющей рельсовой частью большую опорную поверхность каждого трака на грунт (главным образом ширины траков, достигающей до 1 м и более и почти полное отсутствие грунтозацепов).

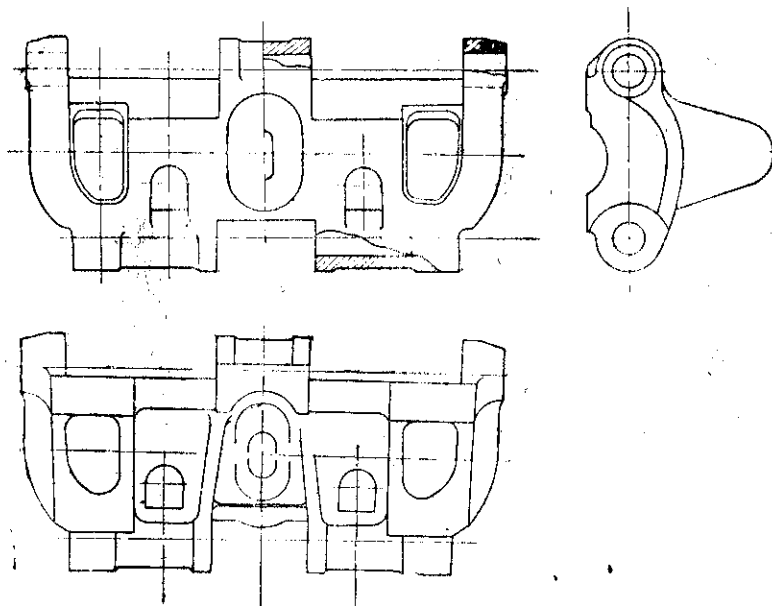
Полотно траков по внешним краям загнуто вверх для облегчения поворота. Материалом для полотна является гладкое листовое железо или даже дерево.

Удельное давление, считая распределение веса равномерным по всей опорной поверхности, в гусеничных сельскохозяйственных тракторах берется в пределах 0,3—0,5 кг/см². Гусеничные цепи танков и транспортных тракторов разделяются на крупнозвенчатые и мелкозвенчатые. Примером трака крупнозвенчатой цепи может служить трак танка Кристи, изображенный на фиг. 75, и примером трака мелкозвенчатой цепи могут служить траки гусениц танков Веккерс 6 т (фиг. 76), танкетки и трактора Карден-Ллойд (фиг. 77 и 78), а также трак, изображенный на фиг. 79.

Траки танков, по сравнению с траками гусеничных тракторов, имеют следующие основные особенности:

- 1) отсутствие специального направляющего рельса;
- 2) тонкое полотно трака и слабо развитые шарнирные сочленения;
- 3) наличие сквозных отверстий и общую фигурность опорной поверхности (за исключением трака Кристи).

Все эти особенности преследуют, в основном, одну цель—возможно большее облегчение при достаточном сцеплении с грунтом гусеничной цепи. Этой же цели в достаточной степени отвечает материал траков и пальцев. Трак изготавливается из твердых и в то же время достаточно

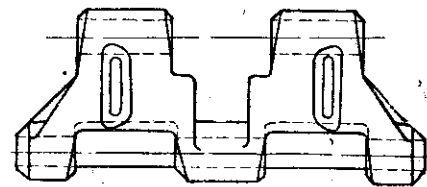


Фиг. 76. Трак гусеничной цепи танка Веккерс 6 т.

вязких марганцевистых сталей. Легкость и одновременная прочность трака гусеничной цепи имеет большое значение в современных танках, обладающих высокими скоростями движения. Грунтозацепочные приспособления, по сравнению с с.-х. трактором, дают более низкий коэффициент сцепления k , но все же, благодаря фигурности опорной поверхности (ребра жесткости, специальные выступы) и отверстиям в ней, коэффициент k здесь достигает величины 0,8 на прочном грунте, что вполне достаточно для обеспечения тяговых свойств танка.

При конструировании трака для танковой гусеницы нужно исходить из следующих основных технических требований:

- 1) легкости трака при одновременной высокой прочности;
- 2) надежности и прочности шарнирных соединений;
- 3) достаточно высоких сцепных свойств с грунтом, т. е. достаточно большого коэффициента сцепления;



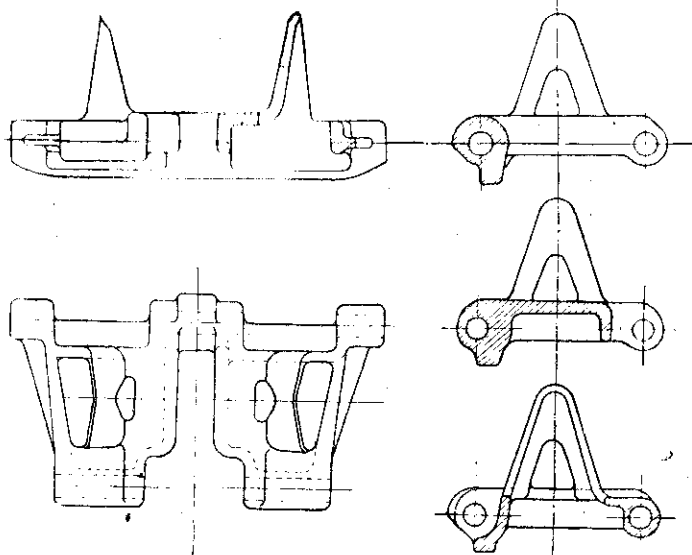
Фиг. 77. Трак гусеничной цепи танкетки Карден-Ллойд.

4) возможно малого сопротивления повороту, т. е. достаточно малого коэффициента поперечного сцепления с грунтом;

5) взаимозаменяемости траков;

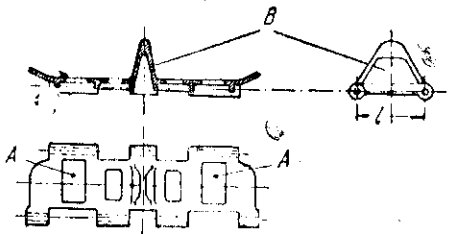
6) простоты смены трака.

Гусеничная цепь в целом представляет собой бесконечную шарнирную цепь и натягивается между двумя колесами, находящимися на неко-



Фиг. 78. Трак гусеничной цепи трактора Карден-Ллойд.

торой высоте H и h от грунта (фиг. 74). Нижняя ветвь, прилегая к грунту, передает нагрузку поддрессоренных масс через подвеску, образуя опорную поверхность, длина которой на фиг. 74 обозначена буквой L . Верхняя ветвь поддерживается и направляется направляющими роли-



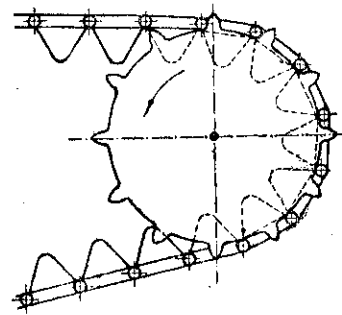
Фиг. 79. Трак гусеничной цепи.

ками b и в танках часто имеет некоторый наклон назад, как это показано на фиг. 74. Такая форма придает гусенице для преодоления высоких вертикальных препятствий и для устойчивости на них.

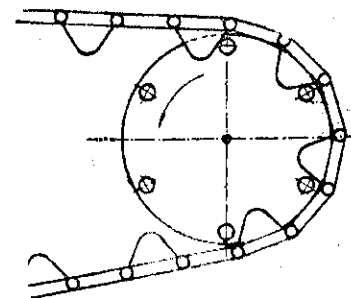
Ведущее колесо и бортовая передача

Ведущее колесо или ведущая зубчатка (часто можно встретить еще название „ведущая звездочка“) служат для перематывания гусеничной цепи, передачи крутящего момента и сообщения гусенице тягового усилия. Ведущее колесо, перематывая гусеничную ленту, толкает корпус, заставляя его катиться на опорных катках по гусеничной цепи.

Ведущее колесо, в зависимости от расположения трансмиссии внутри танка, располагается или впереди машины или сзади машины. Особых



Фиг. 80. Схема цепочного зацепления.



Фиг. 81. Схема гребневого зацепления.

преимуществ переднего или заднего расположения ведущего колеса нет, если не считать несколько больших потерь на перематывание цепи в первом случае.

Зацепление ведущего колеса с гусеничной цепью осуществляется двумя способами:

- 1) цепочным зацеплением;
- 2) гребневым зацеплением.

Имеется еще смешанный вид зацепления из того и другого способов, но он применяется очень редко.

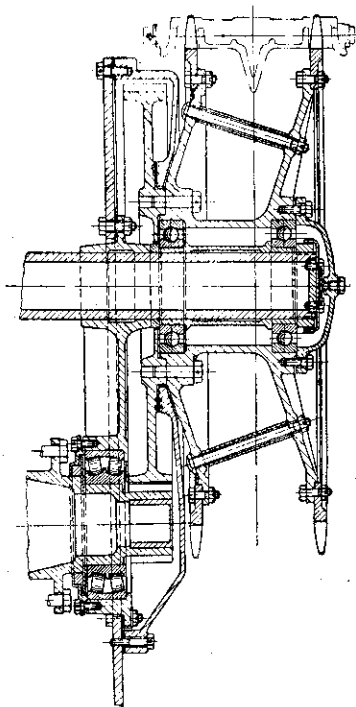
При цепочном зацеплении (фиг. 80) ведущим элементом является зуб ведущего колеса, ведомым — цепка, которой может служить или палец трака или само полотно трака, когда зуб ведущего колеса входит в специальные выемки A в этом полотне (фиг. 79).

Основным же признаком цепочного зацепления служит то, что в нем линия зацепления или выше или совпадает с линией осей шарниров гусеничной цепи.

В гребневом зацеплении ведущим элементом является ролик или цепка ведущего колеса, а ведомым элементом — гребень трака гусеничной цепи (фиг. 81).

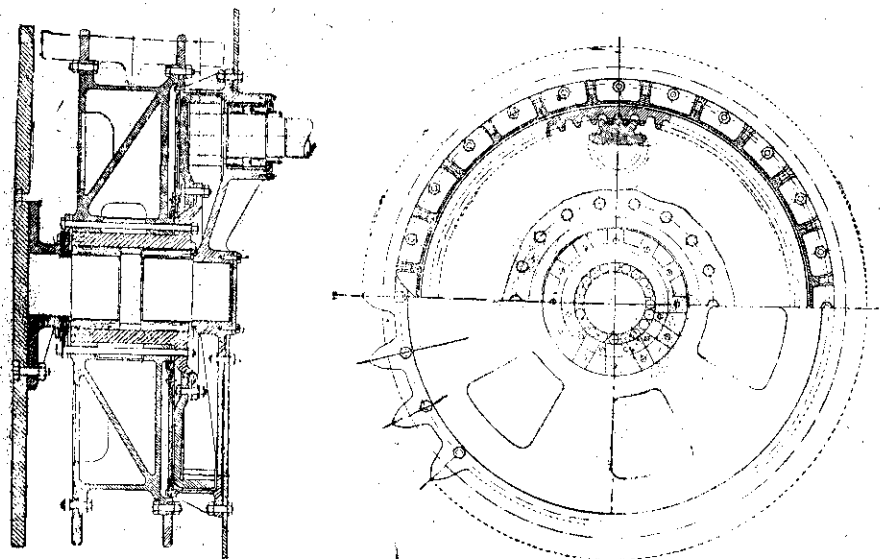
Гребень может быть не на каждом траке, а через один. Все траки плотно прилегают своим полотном к ободу ведущего колеса. Здесь линия зацепления ведущего колеса с цепью всегда ближе к центру, чем линия осей шарниров.

Для направления цепи и предохранения от соскакивания при поворотах на траках в гребневом зацеплении служат те же гребни, в цепоч-



Фиг. 82. Ведущее колесо и бортовая передача.

ном же зацеплении этой цели служат реборды опорных катков (в тракторах), или траки снабжаются гребнями, похожими на таковые гребневого зацепления (фиг. 80).



Фиг. 83. Ведущее колесо и бортовая передача с внутренним зацеплением.

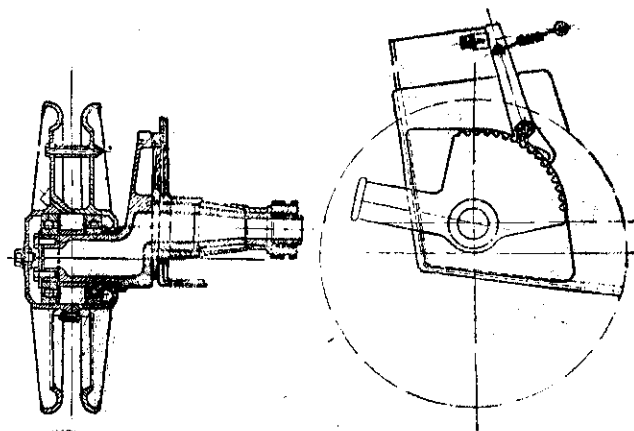
В практике конструкций ведущее колесо всегда жестко связано с шестерней бортовой передачи (фиг. 82 и 83). На фиг. 82 сильно развита ступица ведущего колеса, которая опирается на неподвижную ось (трубу) через шарикоподшипники; к ступице на болтах прикреплены два зубчатых венца ведущей зубчатки и шестерни бортовой передачи. На фиг. 83 ступица ведущего колеса посажена на хвосте ступицы ведомой шестерни бортовой передачи; последняя сидит на оси, укрепленной одним концом в картере бортовой передачи, а другим в фальшборте. Вместо шпонок здесь применены торцевые кулачковые соединения.

На фиг. 82 бортовая передача имеет внешнее зацепление ведущей и ведомой шестерен, на фиг. 83 — внутреннее. Последняя имеет те преимущества, что, согласно теории зубчатых зацеплений, в зацеплении участвует большее количество зубьев, что уменьшает напряжения в них и допускает осуществление большего передаточного числа при тех же габаритах бортовой передачи.

На фиг. 84 изображено ведущее колесо гребневого зацепления. Здесь на шлицах полуоси посажена ступица ведущего колеса с диском, к которому присоединены два обода. Между обо-

Фиг. 84. Ведущее колесо гребневого зацепления.

дами по линии зацепления имеется четыре ролика, осями которых являются пальцы, соединяющие ободы. Ободы дисков имеют резиновые шины.



Фиг. 85. Направляющее колесо с натяжным приспособлением при цевочном зацеплении.

Направляющее колесо (ленивец)

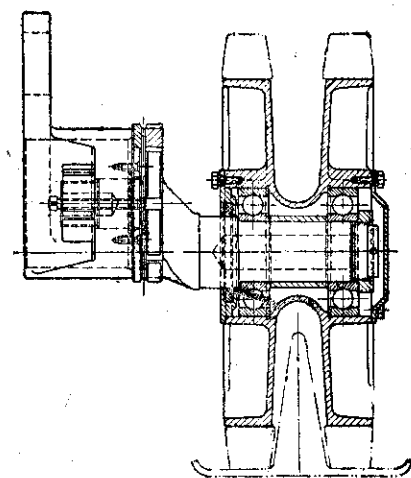
Направляющее колесо служит для направления и натяжения гусеничной цепи и свободно вращается на своей оси. При цевочном зацеплении оно иногда имеет зубчатый венец, чаще же кончается гладким металлическим или резиновым ободом, одним при двух или двумя при одном ряде гребней на траках.

На фиг. 85 и 86 изображены направляющие колеса для гусениц с гребнями на траках.

Натяжное приспособление

Натяжение гусеничной цепи при помощи ленивца осуществляется в большинстве танков тем, что ось ленивца помещается на кривошипе. При повороте кривошипа вокруг точки крепления ось ленивца устанавливается ближе или дальше от ведущей зубчатки, а тем самым ослабляется или натягивается гусеничная цепь.

Крепление кривошипа осуществляется храповиком (фиг. 85) или зубчатым торцевым соединением (фиг. 86).



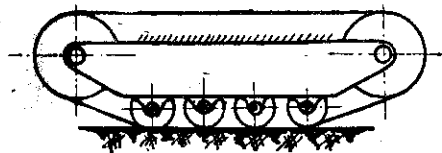
Фиг. 86. Направляющее колесо при гребневом зацеплении с натяжным приспособлением.

При проектировании натяжного приспособления необходимо иметь в виду:

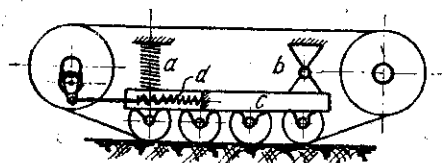
- 1) полную надежность приспособления при всяких условиях движения;
- 2) простоту и надежность действия;
- 3) доступность и быстроту натяжения.

Подвеска корпуса

Высокие скорости движения современных танков, ведение огня с хода и высокая проходимость требуют специальной подвески корпуса танка.



Фиг. 87. Схема жесткой подвески.



Фиг. 88. Схема полужесткой подвески (рама катков опирается на корпус через специальный шарнир).

Все подвески современных гусеничных тракторов и танков делятся на 3 основных типа:

- 1) жесткая подвеска;
- 2) полужесткая подвеска;
- 3) мягкая подвеска.

Разберем каждую из этих подвесок в отдельности.

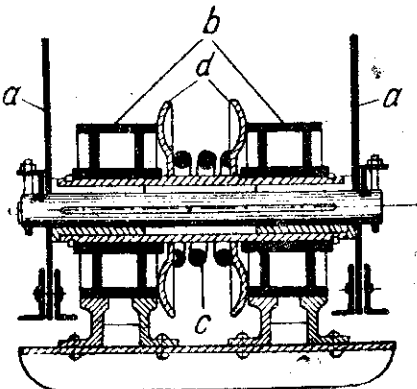
1. Жесткая подвеска. В жесткой подвеске корпус опирается непосредственно на опорные катки. Этот тип подвески применялся на первых танках. Схема жесткой подвески изображена на фиг. 87. Катки помещаются между корпусом и фальшбортом обычно на неподвижных осях (фиг. 89).

В настоящее время жесткая подвеска применяется только на тихоходных гусеничных машинах и только там, где гусеничный движитель имеет второстепенное значение (торфопресса, экскаваторы, подъемные краны и т. п.). Машина с такой подвеской только на мягком ровном грунте опирается на все катки, да и то в неодинаковой степени.

2. Полужесткая подвеска. Полужесткая подвеска имеет большое распространение в гусеничных сельскохозяйственных тракторах. Схема такой подвески изображена на фиг. 88. Катки подвески крепятся жестко к раме *c*, которая одним своим концом *b* шарнирно связана непосредственно с корпусом машины. Другой конец рамы опирается на корпус через рессору *a*. Пружина *d* является натяжным приспособлением. На фиг. 90 изображена аналогичная схема полужесткой подвески трактора с той лишь разницей, что здесь рама качается относительно оси заднего колеса. Катки полужесткой подвески по своей конструкции являются рамой подвески. Рама через рессору обычно опирается на поперечный балансир (фиг. 91), благодаря которому осуществляются раздельное качание гусениц и равномерное распределение нагрузки на каждую гусеницу.

Все типы полужестких подвесок обладают очень большим весом неподдресоренных частей, момент инерции масс этих частей относительно оси качения будет очень велик, а поэтому на современных танках, обладающих высокими скоростями движения, этот тип подвески неприемлем.

3. Мягкие подвески. Современные транспортные тракторы и особенно танки, благодаря своим высоким скоростям движения, требуют минимальных размеров неподдресоренных масс и автоматически равномерного распределения нагрузки по всей опорной поверхности гусеницы. Кроме того, динамические нагрузки (удары, толчки) при больших скоростях движения должны значительно смягчаться или вовсе не передаваться корпусу машины. Очевидно, что для этого между корпусом и поддерживающими катками должно существовать какое-то амортизирующее приспособление — рессора или система рессор и балансиров. Такое приспособление и будет называться мягкой подвеской. В мягкой подвеске все катки воспринимают нормальную к грунту нагрузку от корпуса только через рессоры.



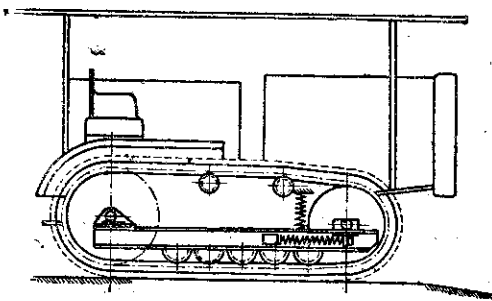
Фиг. 89. Каток и трак жесткой подвески.

Мягкие подвески разделяются на два основных вида:

- 1) свечная подвеска;
- 2) балансирная подвеска.

Но часто можно встретить комбинированный, из того и другого вида, тип подвески — смешанную подвеску.

1. Свечная подвеска. Чисто свечной подвеской называется такая, при которой каждый опорный каток самостоятельно связан с корпусом машины через отдельную рессору — свечу. На фиг. 92 изображена схема такой подвески.

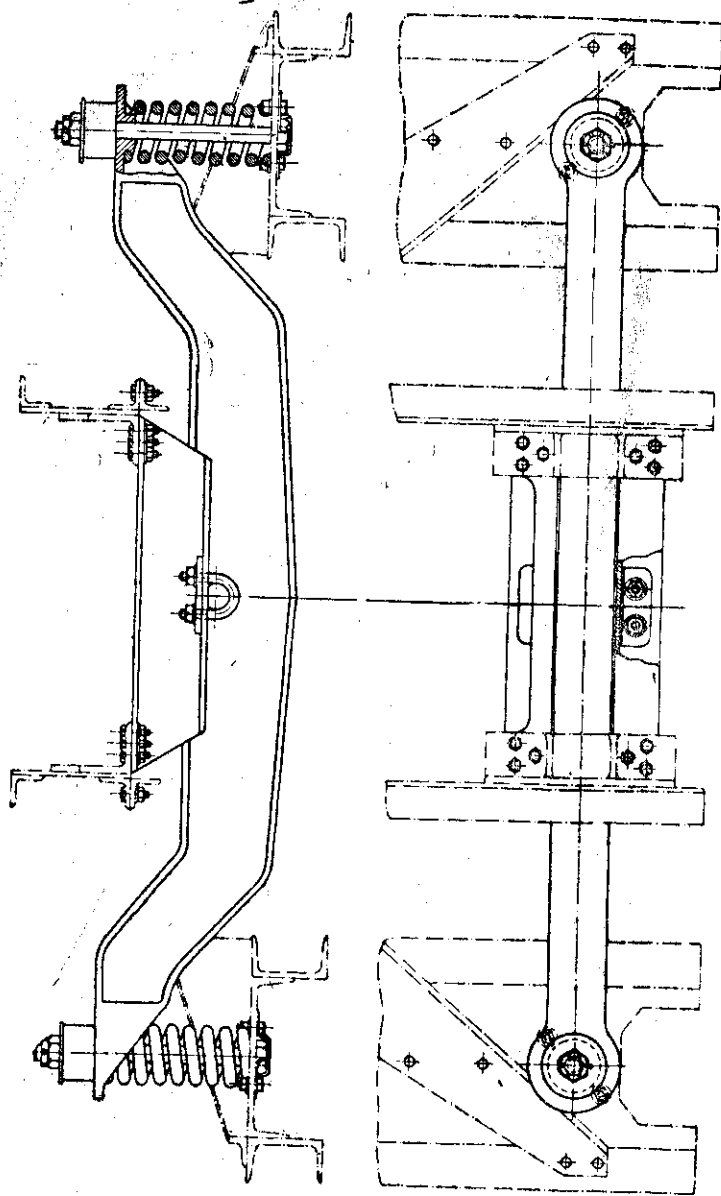


Фиг. 90. Схема полужесткой подвески (рама катков опирается на корпус через ось ведущего колеса).

Ось катка связана с рессорой через шток *k*, с которым соединен жестко внутренний направляющий стакан *a*, скользящий внутри внешнего стакана *b*, соединенного жестко с корпусом танка или трактора. Стаканы *a* и *b* принимают на себя параллельные грунту толкающую и поперечную нагрузки от катка.

На фиг. 93 изображены схемы различных видов свечной подвески, когда отдельные катки связаны с рессорой через рычаги.

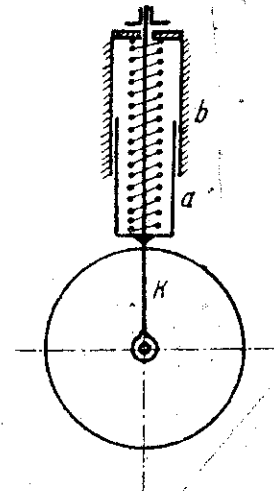
На современных танках можно встретить различные виды подвески отдельных катков при помощи балансира и свечных рессор. К свечным подвескам относятся также такие подвески, у которых каждая



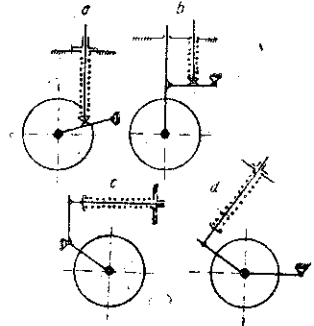
Фиг. 91. Поперечный балансп.

пара катков связана балансиром, средняя ось которого опирается на свечу (фиг. 94). Такую подвеску имеет английский 12-тонный Виккерс (фиг. 95).

На фиг. 96 изображена схема свечной подвески танка Кристи. Корпус машины опирается на четыре катка большого диаметра, через свечи 2 и рычаги, качающиеся относительно точек 3, связанных с корпусом. Передняя свеча расположена горизонтально по условиям конструкции корпуса. На фиг. 97 все свечи парные и расположены горизонтально в четыре ряда с каждой стороны.



Фиг. 92. Схема свечи.



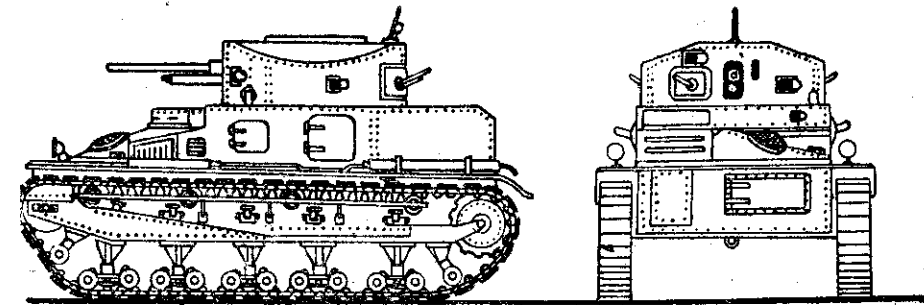
Фиг. 93. Схемы свечных подвесок.

Благодаря большим упругим деформациям рессор опорные катки при свечной подвеске в разной степени, но всегда все, принимают на



Фиг. 94. Свечная подвеска танка.

себя нагрузку корпуса, т. е. гусеница следит за неровностями пути. Только в исключительных случаях—при переходе через ров, при взятии вертикальных препятствий, переваливании через крутые гребни или высокие пни—нагрузки отдельных катков могут приближаться к 0, тогда как нагрузки других катков получают максимальными.

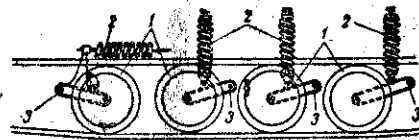


Фиг. 95. Танк Виккерс 12 т со свечной подвеской.

Распределение нагрузки по отдельным каткам (фиг. 94) на горизонтальной и ровной поверхности может быть равномерным только тогда,

когда центр тяжести машины расположен над осью симметрии опорной поверхности гусениц. На самом же деле в танках почти всегда центр тяжести смещен вперед или назад. Если все свечи при этом имеют рессоры с одинаковым модулем, то корпус танка получит дифферент соответственно вперед или назад, что говорит за то, что каждая рессора нагружена различно. Поджатием отдельных рессор путем специальных подкладок или затяжкой гаек дифферент корпуса выравнивается.

2. Балансирная подвеска. Балансирной подвеской называется такая подвеска, где корпус танка



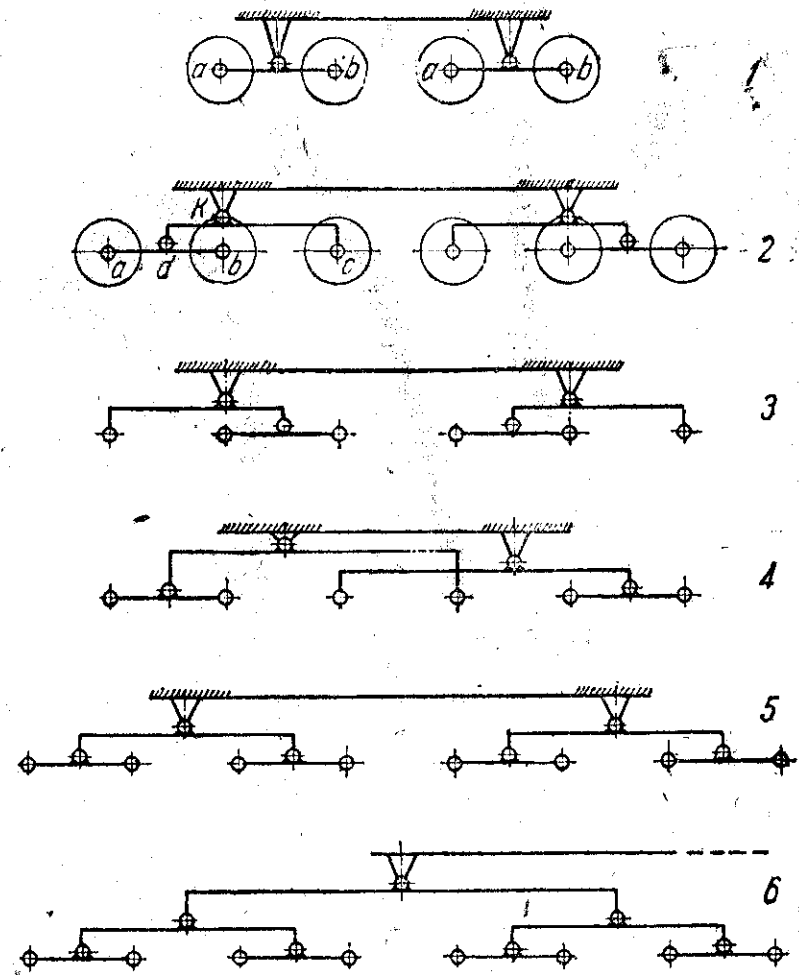
Фиг. 96. Схема подвески танка Кристи.

или трактора (подрессоренная часть) опирается на катки через систему балансиров, причем отдельные плечи балансиров или отдельные балансиры, в целом, могут представлять собой пластинчатую или винтовую (спиральную) рессору. Нагрузка от подрессоренных масс распределяется между катками обратно пропорционально плечам балансиров.

Схемы балансирных подвесок изображены на фиг. 98. Группа катков, соединенных одной системой балансиров, называется кареткой. Так, на черт. 1 (фиг. 98) изображены две каретки по два катка. Катки между собою соединены балансиром ab , который может состоять из одного „жесткого“ плеча и второго „мягкого“ (пластинчатая рессора) плеча. То и другое плечо

жестко связаны друг с другом. Этот балансир может состоять также целиком из полуэллиптической рессоры.

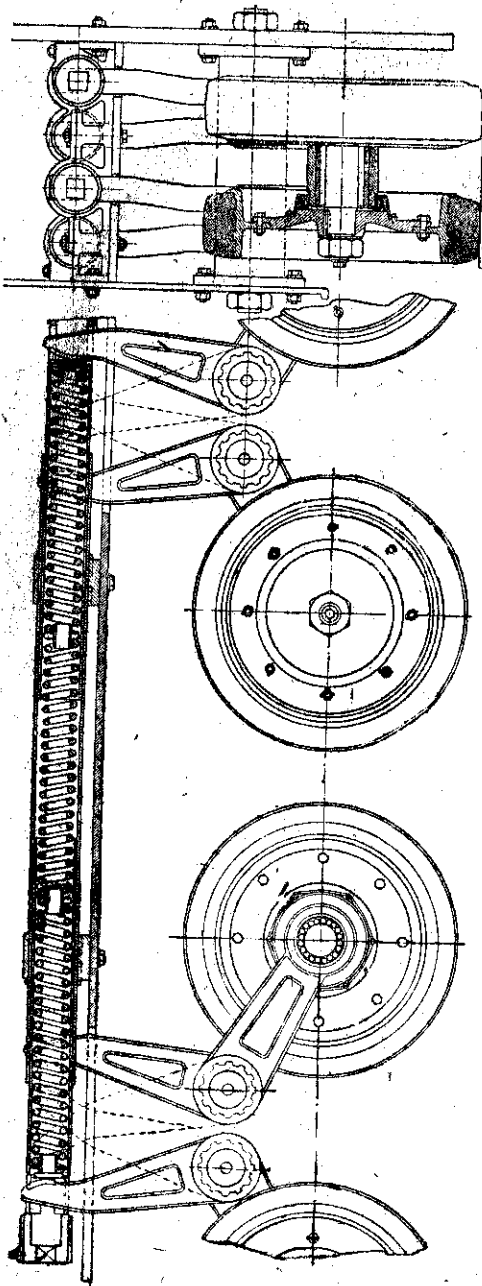
Каждая каретка имеет свою точку крепления к корпусу при помощи шарнира, через который передается давление на катки, и может качаться около его оси.



Фиг. 98. Схемы балансирных подвесок.

На черт. 2 (фиг. 98) изображены 2 каретки по три катка каждая. Здесь балансиры— ab и dkc . Первый из них, аналогично предыдущему, может состоять или из рессоры и жесткого плеча или из одной рессоры. Если балансир ab рессора, то dkc может быть целиком жестким или dk — жесткое плечо, а kc — рессора.

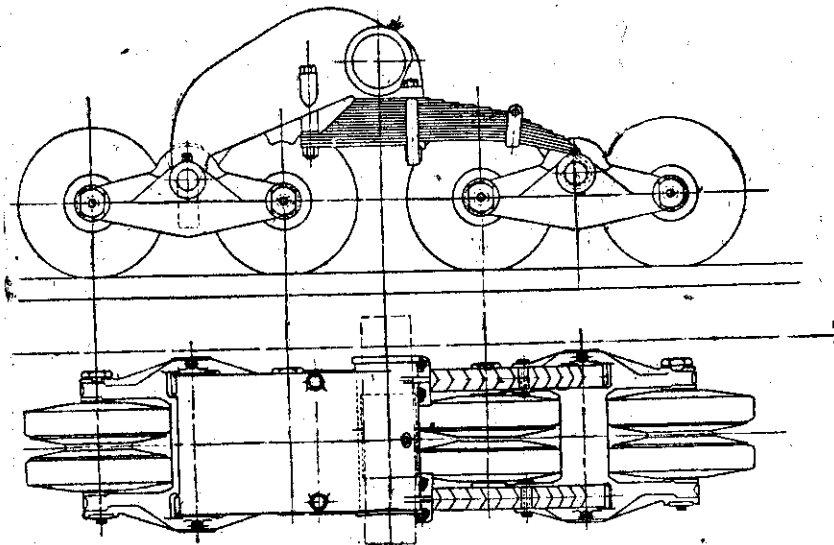
Схема черт. 3 аналогична предыдущей схеме, лишь каретки поставлены обратно.



Фиг. 97. Свечная подвеска с горизонтальными свечами.

На черт. 4 имеем сложную систему балансиров. Расположение катков кареток обеспечивает (как мы это увидим ниже) более плавные колебания корпуса при перекаtywании через отдельные препятствия.

На черт. 5 имеем как бы две самостоятельных каретки, объединенные в одну. Такую подвеску имеет Вилерс 6 т, каретка которой изображена на, фиг. 99. Четыре обрезиненных катка соединены попарно жесткими балансирами, которые, в свою очередь, соединены упругим балансиrom, состоящим из одного жесткого плеча и другого из плоской листовой рессоры. Верхний балансиr может качаться около трубы, укрепленной в корпусе танка.



Фиг. 99. Каретка подвески танка Вилерс 6 т.

Как в данной, так и во всех предыдущих балансирных подвесках корпус опирается на систему подвески через две точки с каждой стороны. При большем количестве опор получится смешанная подвеска.

Основные преимущества балансирной подвески:

- 1) при переходе небольших препятствий на плоском участке нагрузка на катки практически остается неизменной;
- 2) наличие значительного количества катков создает хорошую огибаемость препятствий гусеницей;
- 3) система балансиров уменьшает вертикальные колебания корпуса и, при соответствующем подборе плеч и при определенных для каждого танка скоростях движения, значительно уменьшает угловые колебания;
- 4) подбором плеч балансиров можно получить распределение давления по опорной поверхности гусеницы по любому закону.

К недостаткам балансирной подвески нужно отнести следующие:

- 1) большое число опорных катков и, следовательно, небольшой диаметр их, что увеличивает сопротивления движению;
 - 2) боковые усилия воспринимаются шарнирными сочленениями и рессорами, что усложняет узлы;
 - 3) сложность всей системы и трудность защиты от грязи наиболее ответственных соединений (главным образом шарниров);
 - 4) большие неподдресоренные массы.
- Благодаря этим недостаткам балансирная подвеска в чистом виде применяется редко и только на легких и тихоходных машинах. Чаще в современных танках можно встретить смешанную (балансирную со свечной) подвеску.

Глава II

РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ

Вследствие необходимости учитывать всю сумму требований, предъявляемых к ходовой части, и значение ее в обеспечении боеспособности танка, нужен тщательный расчет всех ее составных элементов как агрегатов в целом, так и отдельных деталей.

Ходовая часть танка должна удовлетворять следующим основным техническим требованиям:

- 1) возможно малый вес неподдресоренных масс;
- 2) легкость и прочность гусеничной цепи;
- 3) малое удельное давление;
- 4) возможно высокий коэффициент сцепления;
- 5) малые углы набегания и сбегания гусеницы;
- 6) мягкость хода при возможно малых колебаниях корпуса;
- 7) возможно малый момент сопротивления повороту;
- 8) возможно малые затраты мощности на перематывание цепи;
- 9) бесшумность движения цепи;
- 10) отсутствие разрушающего действия на полотно пути;
- 11) легкая взаимозаменяемость отдельных деталей и агрегатов. Простота ухода.

1. Расчет гусеничной цепи

Современная гусеничная цепь танков и тракторов рассчитывается и строится пока исключительно на основе экспериментальных данных путем выбора и постепенного усовершенствования какой-либо конструкции применительно к данной машине.

Последние тенденции в танкостроении и главным образом осуществление высоких скоростей движения на гусенице заставляют делать более точные расчеты ходовой части и, в частности, гусеничной цепи.

Кинематика гусеничной цепи

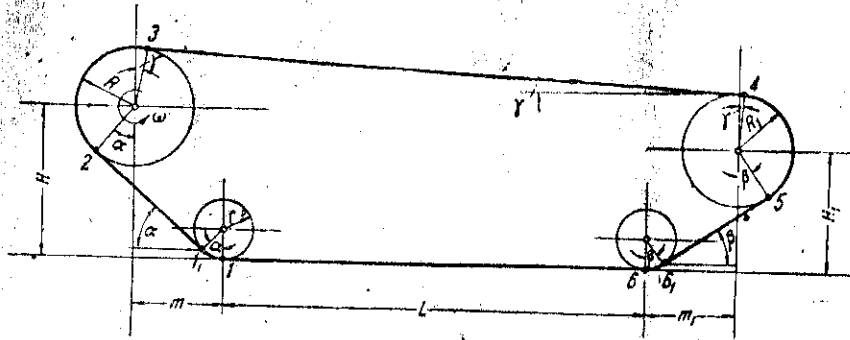
Неравномерность движения гусеничной цепи на различных ее участках вызывает значительные силы инерции, влияющие на долговечность как самой цепи, так и других деталей ходовой части. Большое значение приобретают углы набегания и сбегания цепи, которыми до известной степени определяется высота над грунтом ведущего колеса и ленивца

Ряд недостатков гусеничной цепи (шум, потери на перематывание, большие сопротивления повороту и т. п.) можно объяснить недостаточной изученностью механизма гусеничной цепи. Благодаря тому же, до сих пор не получили разрешения такие вопросы, как выбор места ведущего колеса и выбор длины трака.

В настоящем разделе мы даем краткое изложение существующих методов теоретического исследования механизма гусеничной цепи применительно к танковой цепи.

Предполагаем, что ведущее колесо под влиянием крутящего момента на его оси вращается равномерно с постоянной угловой скоростью ω и, перекатываясь по цепи, перемещается вместе с танком со скоростью v .

Каждая точка гусеничной цепи при движении танка участвует в двух движениях: в относительном (относительно корпуса танка) и переносном (вместе с танком).



Фиг. 100. Схема обвода гусеничной цепи.

Относительное движение на различных участках обвода цепи различно, а следовательно, и абсолютное движение на отдельных участках не будет одинаковым.

Разобьем весь обвод цепи на 6 участков (фиг. 100).

Расстояние между осью ведущего колеса и осью ленивца будет

$$L_1 = L + m + m_1. \quad (1)$$

Вычислим длину гусеничной цепи. Обозначим длину каждого участка цепи через s' с соответствующим индексом, тогда длина участка:

$$s'_{1-1} = \pi r \frac{\alpha}{180^\circ}, \quad (2)$$

$$s'_{1-2} = \frac{m + (R - r) \sin \alpha}{\cos \alpha}, \quad (3)$$

$$s'_{2-3} = \pi R \left(1 - \frac{\alpha - \gamma}{180^\circ}\right), \quad (4)$$

$$s'_{3-4} = \frac{L_1 - (R - R_1) \sin \gamma}{\cos \gamma}, \quad (5)$$

$$s'_{4-5} = \pi R_1 \left(1 - \frac{\beta + \gamma}{180^\circ}\right), \quad (6)$$

$$s'_{5-6} = \frac{m_1 + (R_1 - r) \sin \beta}{\cos \beta}, \quad (7)$$

$$s'_{6-6} = \pi r \frac{\beta}{180^\circ}, \quad (8)$$

$$s'_{6-1} = L = L_1 - m - m_1. \quad (9)$$

Общая теоретическая длина гусеничной цепи определится, как сумма отдельных отрезков. Обозначая ее через s и выбрав длину трака L , определяем теоретическое число траков

$$n = \frac{s}{l}. \quad (10)$$

Но, принимая во внимание натяжение цепи и ее провисание между поддерживающими роликами, необходимо брать число траков большим на один или два, в зависимости от длины трака.

По формулам (3) и (7) можно определить угол набегания и сбегания гусеничной цепи в зависимости от величины H и H_1 .

Определим скорость движения гусеничной цепи на каждом участке. Для упрощения определения скоростей на отдельных участках будем рассматривать гусеничную цепь, как гусеничную ленту (бесшарнирную и гибкую).

Скорость ленты относительно корпуса танка, при равномерном вращении ведущего колеса с угловой скоростью ω , на всех участках будет

$$v_0 = \omega R.$$

Скорость переносного движения вместе с корпусом:

$$v_n = v_0.$$

Определим скорости какой-либо точки на каждом участке цепи.

На участке $1-1_1$ скорость точки 1 будет

$$v_0 = v_n = R\omega = r\omega_1,$$

где ω_1 — угловая скорость вращения катка и r — радиус его.

В абсолютном движении путь точки 1 будет циклоидой вида

$$x = r(\varphi_1 - \sin \varphi_1) = r(\omega_1 t - \sin \omega_1 t),$$

$$y = r(1 - \cos \varphi_1) = r(1 - \cos \omega_1 t),$$

где φ_1 — угол поворота переднего катка за время t секунд.

Тогда скорость абсолютного движения точки на данном участке будет:

$$v_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} = 2R\omega \sin \frac{\omega_1 t}{2} = 2R\omega \sin \frac{\varphi}{2} \frac{R}{r}$$

и ускорение

$$j_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)^2} = r\omega_1^2 = \frac{R^2\omega^2}{r}.$$

Время прохождения точкой 1 , участка $1-1_1$

$$t \approx \frac{10z}{n_1},$$

где α — угол охвата цепью катка (фиг. 100),

n_1 — число оборотов катка в мин.

И путь точки I в абсолютном движении можно определить, как длину дуги циклоиды

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2};$$

угол φ меняется в пределах от 0 до α

$$\begin{aligned} s_1 &= \int_0^\alpha \sqrt{r^2(d\varphi - \cos\varphi d\varphi)^2 + r^2 \sin^2\varphi d\varphi^2} = \\ &= 2r \int_0^\alpha \sin \frac{\varphi}{2} d\varphi = 4r \left| -\cos \frac{\varphi}{2} \right|_0^\alpha = 4r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right). \end{aligned}$$

На участке I_1-2 :

Скорость какой-либо точки в абсолютном движении на данном участке будет

$$v_{1-2} = 2R\omega \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Ускорение $j_{1-2} = 0$, так как v_{1-2} постоянна на всем участке.

Длина пути точки I_2

$$s_{1-2} = 2s'_{1-2} \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \frac{m + (R-r) \sin \alpha}{\cos \alpha} \sin \frac{\alpha}{2}.$$

На участке $2-3$:

$$v_{2-3} = 2R\omega \sin \frac{\varphi}{2};$$

угол φ меняется в пределах от α до $180 + \gamma$;

$$j_{2-3} = R\omega^2;$$

путь сложного движения циклоида

$$s_{2-3} = 4R \left| -\cos \frac{\varphi}{2} \right|_{\alpha}^{180+\gamma} = 4R \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\alpha}{2} \right).$$

На участке $3-4$:

Скорость абсолютного движения

$$v_{3-4} = 2R\omega \cos \frac{\gamma}{2}$$

и будет постоянна на всем участке.

При $\gamma = 0$, т. е. когда направление скорости совпадает с направлением движения, тогда:

$$v_{3-4} = 2R\omega = 2v_n$$

т. е. скорость всех точек на участке $3-4$ будет равна удвоенной скорости танка.

$$s_{3-4} = 2s'_{3-4} \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \frac{L_1 - (R-R_1) \sin \gamma}{\cos \gamma} \cdot \cos \frac{\gamma}{2}.$$

На участке $4-5$:

$$v_{4-5} = -2R\omega \sin \frac{\beta}{2};$$

$$j_{4-5} = -R\omega^2;$$

путь сложного движения — циклоида, пределы изменения угла φ от $180 + \gamma$ до $360 - \beta$

$$s_{4-5} = 4R \left(\cos \frac{\beta}{2} - \sin \frac{\gamma}{2} \right);$$

На участке $5-6$:

$$v_{5-6} = 2R\omega \sin \frac{\beta}{2}$$

и будет постоянна на всем участке:

$$s_{5-6} = 2s'_{5-6} \sin \frac{\beta}{2} = 2 \frac{m_1 + (R_1 - r) \sin \beta}{\cos \beta} \cdot \sin \frac{\beta}{2}.$$

На участке 6_1-6 (аналогично участку I_1-I):

$$v_{6_1-6} = -2r\omega \sin \frac{\varphi}{2};$$

$$j_{6_1-6} = r\omega^2;$$

$$s_{6_1-6} = 4r \left(1 - \cos \frac{\beta}{2} \right).$$

На участке $6-I$ гусеничная цепь неподвижна.

Скорость поступательного движения танка в случае гусеничной ленты (гибкой бесшарнирной) можно подсчитать по формуле

$$v_n = \frac{2\pi Rn}{60} = \omega R \text{ м/сек},$$

где R — радиус ведущего колеса в м,

n — число оборотов двигателя в минуту.

В случае же гусеничной цепи, состоящей из отдельных металлических траков длиной l , скорость танка следует подсчитывать по формуле

$$v_n = \frac{znl}{60},$$

где z — число траков, навиваемое на ведущее колесо за один оборот.

Так как гусеничная цепь навивается на ведущее колесо по многоугольнику, расчетный радиус будет какой-то средней величиной между радиусом описанного и радиусом вписанного круга для этого многоугольника. Приравнивая выражения v_n , получим:

$$R = \frac{zl}{2\pi}.$$

Рассмотрим кинематику шарнирной гусеничной цепи.

Наиболее интересными, с точки зрения кинематики, являются участки $I-2$ выстилания цепи на грунт (фиг. 100) и участки $5-6$ подъема цепи с грунта. Явление, происходящее в этом случае, состоит в следую-

шем: нижний передний опорный каток, катаясь по гусеничной цепи, постепенно накатывается на трак, прижимая его к земле, задний, наоборот, скатывается с трака, освобождая его, и последний под влиянием натяжения цепи поднимается. И в том, и в другом случае ветвь цепи указанных участков совершает качания, которые можно сравнить с качанием шатуна в кривошипно-шатунном механизме. Поэтому, с некоторыми допущениями, кинематику цепи на этих участках можно рассматривать, как кинематику кривошипно-шатунного механизма, допуская при этом, что:

- 1) тело шатуна не жестко и движется только в одну сторону;
- 2) длина шатуна переменная и
- 3) изменение скоростей и ускорений происходит на интервале поворота колеса, ограниченного шагом цепи. Эти допущения не вносят существенной разницы в результаты вычислений, так как натяжение цепи обеспечивает достаточную „жесткость“ шатуна. За длину шатуна в одном случае можем принимать:

$$L = l,$$

где l — длина трака,
 i — число траков на данном участке;
 в другом случае:

$$L = (i + 1)l,$$

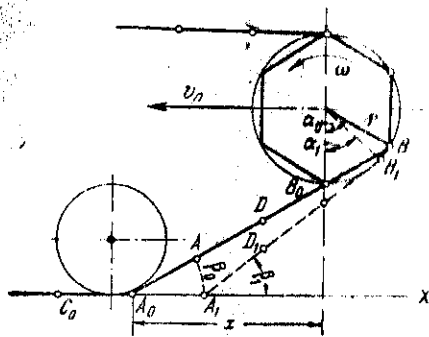
и наконец все исследование можем вести на угле поворота ведущего колеса, хорда которого равна длине трака l .

Предполагаем, что угловая скорость ведущего колеса ω равномерна, и что при этом танк не перемещается, т. е. нижняя ветвь цепи приподнята над грунтом; тогда получим только относительное движение всех точек цепи в отношении корпуса танка.

В начальный момент движения цепь занимала положение $C_0A_0B_0$ (фиг. 101). При повороте ведущего колеса на некоторый угол α_1 цепь пришла в положение $A_0A_1B_1$. Трак C_0A_0 занял положение A_0A_1 , продвинувшись по оси x на свою длину l , и угол наклона цепи к горизонту β_0 изменился на β_1 . При этом точка A_1 заняла положение D_1 и B_0 — положение B_1 .

В следующий момент трак A_0A_1 повернется вокруг точки A_0 , и точка A_1 займет положение A , также и вся ветвь A_1B_1 займет положение AB , а ведущее колесо повернется на угол α_0 . Таким образом точка A_0 совершила путь $A_0A_1 = l$ и потом A_1A ; точка A_1 совершила путь A_1D_1 и точка B_0 — путь B_0B_1 .

При дальнейшем вращении ведущего колеса явление будет повторяться. Очевидно, что при равномерном вращении ведущего колеса движение отдельных точек рассматриваемого участка цепи не будет равномерным.



Фиг. 101. Положение гусеничной цепи в начальный момент движения.

Найдем скорость и ускорение точки A (фиг. 102); При повороте ведущего колеса на угол α имеем:

$$x = li \cos \beta - R \sin \alpha,$$

где $li = AB$ — длина шатуна,

R — радиус ведущего колеса.

Обозначая

$$\frac{R}{l} = \lambda,$$

$$H = hR = R \cos \alpha + li \sin \beta \quad (a)$$

или

$$h \cos \alpha = \lambda \sin \beta,$$

определим

$$\beta = \arcsin \left[\frac{h}{\lambda} (\cos \alpha) \right]. \quad (b)$$

Скорость точки A

$$v_A = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha}.$$

Взяв производную $\frac{dx}{d\alpha}$ и принимая во внимание уравнение (b) и введенные обозначения, найдем, что

$$v_A = -\omega R \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta}$$

и ускорение

$$j_A = \frac{dv_A}{dt} = \omega^2 R \left[\frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos \beta} - \frac{\lambda \sin^2 \alpha}{i \cos^3 \beta} \right].$$

В действительности же в абсолютном движении точка A_0 неподвижна, и весь участок A_0B_0 вращается вокруг нее с угловой скоростью

$$\omega_A = \frac{d\beta}{dt} = \omega \frac{\lambda \sin \alpha}{i \cos \beta}$$

и угловым ускорением

$$\epsilon_A = \omega^2 \frac{\lambda \cos^2 \beta \cdot \cos \alpha + \frac{\lambda}{i} \sin^2 \alpha \cdot \sin \beta}{\cos^3 \beta}$$

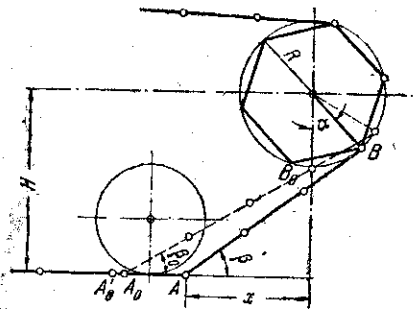
За промежуток времени, когда ведущее колесо поворачивается на угол α_1 , точка B_1 переместится в положение B и точка A_1 , вращаясь вокруг неподвижной точки A_0 , перемещается в положение A (фиг. 103), ведущее колесо выбирает слабины цепи, и танк за этот промежуток движется только по инерции без силы тяги.

Несмотря на то, что данный метод анализа кинематики гусеничной цепи является приближенным, но он достаточно точно рисует характер явления и, в основном, доказывает, что:

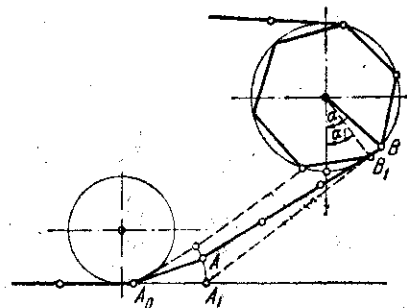
- 1) неравномерность движения гусеничной цепи вызывает неравномерное поступательное движение танка;
- 2) неравномерность эта тем больше, чем больше l — длина трака и чем больше углы набегания и сбегания цепи.

В действительности все явления движения цепи происходят значительно сложнее, так как на них оказывают влияние:

- 1) состояние грунта,
- 2) диаметр ведущего катка,
- 3) наличие мягкой или жесткой шины катка,
- 4) характер подвески,
- 5) предварительное натяжение цепи и др.



Фиг. 102. Положение гусеничной цепи в момент, предшествующий повороту трака вокруг точки A_0 .



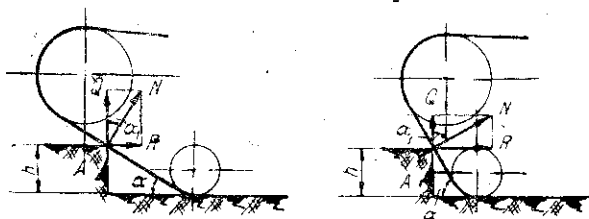
Фиг. 103. Поворот трака вокруг точки A_0 .

Поэтому исследования движения гусеничной цепи нельзя считать законченным как с точки зрения кинематики явления, так и тем более с точки зрения динамики. Динамика гусеничной цепи до сих пор остается не исследованной областью.

Угол набегания α и сбегания β (фиг. 100) гусеничной цепи может быть определен из формулы (3) и (7); в современных тракторах при жестких системах подвески углы выбирают в пределах

$$\alpha = \text{от } 3 \text{ до } 10^\circ;$$

$$\beta = \text{от } 0 \text{ до } 10^\circ;$$



Фиг. 104. Схема углов сбегания гусеничной цепи.

В танках при мягкой системе подвески эти углы выбирают в пределах

$$\alpha = \text{от } 15 \text{ до } 30^\circ \text{ и выше};$$

$$\beta = \text{от } 5 \text{ до } 30^\circ.$$

Однако и здесь также следует стремиться к возможно малым углам набегания и сбегания гусеницы. На фиг. 104 изображены два танка

преодолевающие вертикальное препятствие высотой h . У первого танка угол $\alpha = 30^\circ$, у второго $\alpha = 60^\circ$, в предположении, что оба танка действуют на препятствия с одинаковой силой, которая вызывает в точке A реакцию N , направленную по нормали к гусеничной цепи. Из графика уже видно, что составляющая реакции N сила Q , поднимающая танк на препятствие, в первом случае будет больше, чем во втором. Составляющая же R — сила сопротивления движению больше во втором случае. Или аналитически:

$$Q = N \cos \alpha,$$

$$R = N \sin \alpha.$$

При уменьшении α сила Q возрастает, а сила R уменьшается.

При больших скоростях движения величина этих усилий будет иметь еще большее значение.

Кроме того, при малых углах α и β достигается большая плавность движения цепи, благодаря большим углам перегиба на крайних опорных катках.

- Расчет гусеничной цепи на прочность

Расчет на прочность основывается пока лишь на экспериментальных данных, так как точное определение нагрузки чрезвычайно затруднительно. При движении танка по пересеченной местности и особенно при переваливании через острый гребень, бревно и т. п. (фиг. 105) составляющие P действующей на гребень силы Q значительно превосходят силу Q . Величина их зависит от стрелы прогиба цепи, которая, в свою очередь, зависит от предварительного натяжения ее.

Практически достаточно считать растяжение гусеничной цепи превосходящим в 6 раз наибольшую силу тяги на гусенице.

Так как предельная сила тяги на гусенице определяется сцеплением, то, приняв

$$k = 0,8,$$

получим:

$$F_{\max} = 0,8 \frac{G}{2} = 0,4G.$$

Тогда расчетное натяжение цепи будет

$$F = 6F_{\max} = 2,4G.$$

При этом допускаемое напряжение надо принимать равным пределу текучести материала. Очевидно, что все прочие детали ходовой части должны быть прочнее, чем гусеничная цепь, так как разрыв гусеничной цепи ведет только к смене пальца или трака, в то время как поломки других ответственных деталей могут вывести из строя всю ходовую часть. Поэтому, при расчете других деталей ходовой части, принимают допускаемое напряжение равным $2/3$ предела текучести. Весь расчет цепи и прочность сводится к расчету трака и шарнирного сочленения (ушка



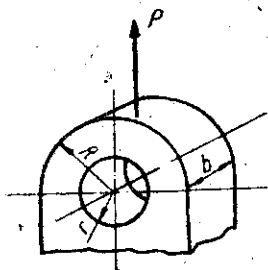
Фиг. 105. Схема перехода гусеничной цепи через гребень.

и пальца). Трак должен при всех возможных случаях движения, не деформируясь, выдерживать все действующие на него усилия. Возможны случаи, когда, кроме основной растягивающей силы, будут действовать скручивающие гусеничную цепь усилия, изгибающие ее в плоскости движения и тем передающие растягивающую нагрузку на одну сторону трака. Ударные нагрузки, особенно при резком торможении, могут превзойти все предположения при расчете. Поэтому всякий расчет трака является сугубо приближенным, и, пока нет теоретических основ этого дела, создание рациональной формы трака решается экспериментально, оценивая характер напряжения, вызвавшего тот или иной дефект и устраняя его соответствующим изменением конструкции, приходят к практически надежной форме трака.

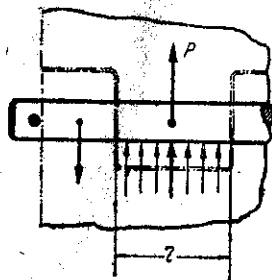
Ушко шарнира трака для приближенных расчетов достаточно считать на разрыв силой натяжения гусеницы

$$\sigma_p = \frac{F}{S},$$

где S — площадь сечения всех ушек, если разрезать шарнир по его оси вертикальной плоскостью;



Фиг. 106. Силы, действующие на ушко трака.



Фиг. 107. Схема сил, действующих на палец трака.

σ_p — напряжение на разрыв, которое не должно превышать предела текучести материала.

Можно считать проушину, как толстостенный сосуд, напряженный внутренним давлением P , создаваемым давлением пальца на стенку проушины. Это давление будет равно силе натяжения гусеничной цепи F , распределенной пропорционально длине ушков (фиг. 106). На длину ушка b придется сила

$$P = \frac{F}{l} b,$$

где l — общая длина всех ушков трака.

Максимальное нормальное напряжение в стенке проушины определяется по формуле Ляме

$$\sigma_{\max} = \frac{P(R^2 + r^2)}{R^2 - r^2}.$$

Палец трака можно считать, как балку, нагруженную на изгиб равномерно распределенной нагрузкой и заделанную на опорах (фиг. 107). Берем один какой-либо участок и рассматриваем его, как балку на двух

опорах. Разрывающую силу F распределяем пропорционально длине участка-пролетов, тогда напряжение изгиба при пальце диаметром d будет

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

где $M = \frac{Pl}{12}$ — наибольший изгибающий момент на пролете l .

Напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{8Pl}{3\pi d^3},$$

и в данном случае за допускаемое напряжение следует принимать предел текучести материала. Палец изготавливается из лучшей стали, подвергается термической обработке для того, чтобы уменьшить размеры шарнира и облегчить всю цепь. С этой целью в гусеничных цепях новых танков применяют многоушковый шарнир, так как изгибающий момент при малом l будет небольшим.

Трение в шарнирах трака должно вести к более быстрому износу пальца, а не ушка, поэтому материал пальца должен быть более мягким, чем материал ушка трака.

Шарнир должен работать без смазки (всухую), так как смазка песком, от которого оградить шарниры цепи невозможно, будет способствовать более быстрому истиранию пальцев.

Потери на трение при перегибах гусеничной цепи определяются экспериментально.

Шаг гусеничной цепи и шаг ведущего колеса — расстояние между отверстиями для зацепления при цевочном зацеплении и расстояние между гребнями при гребневом зацеплении — определяют профиль и шаг зуба и расположение роликов-цевок ведущего колеса, причем шаг цепи и шаг зуба или цевки ведущего колеса не должны быть одинаковы. Если обозначим через l — шаг зацепления цепи, а через t — шаг зацепления ведущего колеса по хорде, отнесенной к окружности осей шарниров цепи, то для удовлетворительного зацепления должно соблюдаться неравенство

$$t > l.$$

Разница этих размеров у разных конструкций колеблется в пределах

$$\Delta l = t - l = 0,01 l \text{ до } 0,05 l.$$

Вследствие этого в зацеплении участвует только передняя цевка или гребень цепи. Цевка каждого следующего звена отстает от зуба ведущего колеса на постепенно увеличивающийся зазор (фиг. 80 и 81).

Между цевкой звена и зубчатым колесом при цевочном зацеплении при выходе из зацепления на некотором участке получается относительное скольжение, и следующая цевка вступает в зацепление с некоторым ударом. При входе же звена на колесо цевка свободно, без соприкосновения с зубом, ложится между зубьями ведущего колеса. Наличие скольжения при выходе из зацепления заставляет обе поверхности делать достаточно твердыми.

В гребневом зацеплении, в отличие от цевочного, и при выходе

гребня трака из зацепления с цевкой колеса скольжения на поверхностях зацепления нет, поэтому как цевки колеса, так и гребни траков могут быть изготовлены из мягкого материала.

Профиль гребня трака при гребневом зацеплении и зуба ведущего колеса при цевочном зацеплении вычерчиваются по способу обвертывающей кривой. В обоих видах зацепления известным элементом зацепления являются обычно цилиндрический профиль цевки при цевочном зацеплении и цилиндрический профиль цевки ведущего колеса при гребневом зацеплении.

2. Расчет ведущего колеса

Профиль зуба ведущего колеса при цевочном зацеплении должен быть подобран так, чтобы при выходе из зацепления крайнего рабочего зуба гусеничная цепь плавно проскользнула по ведущей зубчатке, и следующий зуб без удара вступил в зацепление. В связи с этим, некоторое время после начала поворота звена цепи относительно зубчатки точка пересечения линии давления с профилем зуба перемещается к вершине зуба и тем дальше, чем меньше изношена или вытянута цепь. С увеличением шага цепи процесс смены рабочих зубьев происходит быстрее, и вершины зубьев вообще не участвуют в зацеплении, а служат только для направления цепи при наматывании ее на ведущую зубчатку. Нагрузка на ведущий зуб вследствие наличия трения намотанной на ведущую зубчатку части цепи значительно меньше окружного усилия. Форма ножки зуба в большинстве очерчивается по окружности с большим радиусом.

Расчет зуба ведущего колеса ведется на изгиб в опасном сечении, полагая, что окружное усилие P действует только на один зуб одного венца и приложено к вершине зуба.

Из условий сопротивления изгибу получают условное напряжение материала

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{6Ph}{bs^2},$$

где h — высота зуба от вершины до опасного сечения,

s — толщина зуба в опасном сечении,

b — ширина зуба.

При этом величину σ можно допускать до 2500 — 3000 кг/см².

Расчет гребня трака при цевочном зацеплении производится аналогичным способом.

Случаи поломки зубьев или гребней чрезвычайно редки.

Болты, крепящие венец к основанию ведущего колеса, рассчитываются обычными способами.

Расчет оси ведущего колеса производится при нормальных условиях работы танка. На ось ведущего колеса (независимо от ее расположения) будут действовать следующие усилия (фиг. 108).

1. Максимальная сила тяги на гусенице, ограничиваемая сцеплением,

$$F = 0,4 G,$$

которая будет приложена на каком-то плече b и будет изгибать ось

$$M_{из} = 0,4 bG.$$

2. Ось скручивается крутящим моментом от той же силы, приложенной на R — радиусе окружности шарниров ведущего колеса

$$M_{кр} = 0,4 GR.$$

Результирующий момент будет:

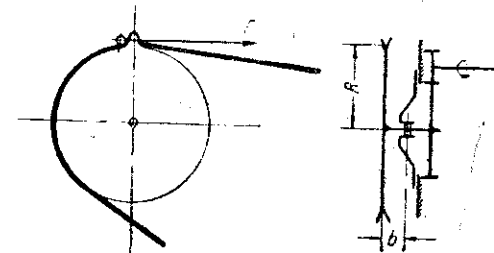
$$M_p = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2};$$

момент сопротивления изгибу W , тогда напряжение

$$\sigma = \frac{M_p}{W}.$$

Остальные детали ведущего колеса, болты, шарики или ролики подшипника и т. д. рассчитываются, исходя из этих же усилий, обычными способами.

Бортовая передача состоит, как уже сказано выше, из двух или из большого количества шестерен. Расчет зубьев ведется обычными способами с обычными допускаемыми напряжениями, как и для зубьев других передач танка.



Фиг. 108. Схема ведущего колеса.

3. Расчет ленивца

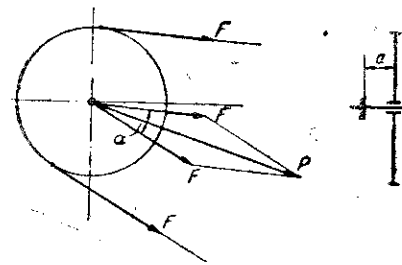
Весь расчет ленивца сводится, в основном, к расчету его оси, как наиболее опасного в конструктивном отношении места. Запасы прочности обода и др. деталей берут заведомо вполне достаточными.

Ось ленивца имеет переменную нагрузку, которая зависит от предварительного натяжения цепи и постоянно меняющихся условий движения.

Слишком сильно натянутая цепь вызывает большие потери мощности на ее перематывание, быстрый износ ушков траков и пальцев. При слабо натянутой цепи возникает опасность соскакивания ее, излишнее провисание, большая игра в шарнирах и шум.

Для каждого отдельного танка натяжение цепи может быть различным, правильное натяжение цепи пока всецело зависит от опыта водителя.

При заднем расположении ленивца ось его нагружается натяжением двух ветвей цепи (фиг. 109), равнодействующая которых



Фиг. 109. Схема ленивца.

$$P = 2F \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Расчетным натяжением цепей будет $F = 2,4 G$. В сечении заделки оси в корпус танка действует изгибающий момент

$$M_{из} = P \cdot a,$$

где a — расстояние от оси симметрии ленивца до сечения заделки.

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W}$$

Допускаемое напряжение должно быть не меньше $\frac{2}{3}$ предела текучести материала.

4. Натяжное приспособление

При расчете натяжного приспособления следует исходить из тех же условий, при которых работает ленивец. В зависимости от конструкции приспособления, эта сила будет воздействовать на отдельные детали натяжного приспособления (сжатие штанги и смятие резьбы, изгиб зуба и защелки, смятие насечки в приспособлении танка Кристи и т. д.).

5. Расчет подвески

Расчет жесткой подвески

Так как все катки жесткой подвески связаны непосредственно с корпусом танка, то при расчете подвески можно принимать весь танк, как одно тело, и рассматривать, как статически определенную систему. Для расчета принимают, что весь вес корпуса, в том числе и катков, опирается только на три точки, т. е. на три катка. Таким образом на один из катков придется грубо $\frac{1}{2}$ веса машины, но, учитывая необходимость некоторого запаса прочности на динамическую нагрузку и перегрузку отдельных точек опоры при движении на небольшой подъем с боковым креном, каждый каток рассчитывают на $\frac{2}{3}$ веса машины. Самый расчет, очевидно, сводится к решению простой статической задачи и к расчету на прочность деталей подвески (обода, катка, оси катка, подшипников, кронштейнов и т. д.).

Расчет полужесткой подвески

Нагрузка, благодаря поперечному балансиру, на правую и левую гусеницы распределяется поровну. Распределение же нагрузки по опорным каткам статически неопределенно.

Наибольшая возможная нормальная к грунту нагрузка на передний каток

$$P'_m = \frac{G}{2} \cos \alpha'_m, \quad (1)$$

где α'_m — предельный угол уклона по продольной устойчивости трактора.

Согласно теории устойчивости предельная величина этого угла может быть определена из соотношения (фиг. 110).

$$\operatorname{tg} \alpha'_m = \frac{L-a}{h}, \quad (2)$$

где L — длина опорной поверхности,

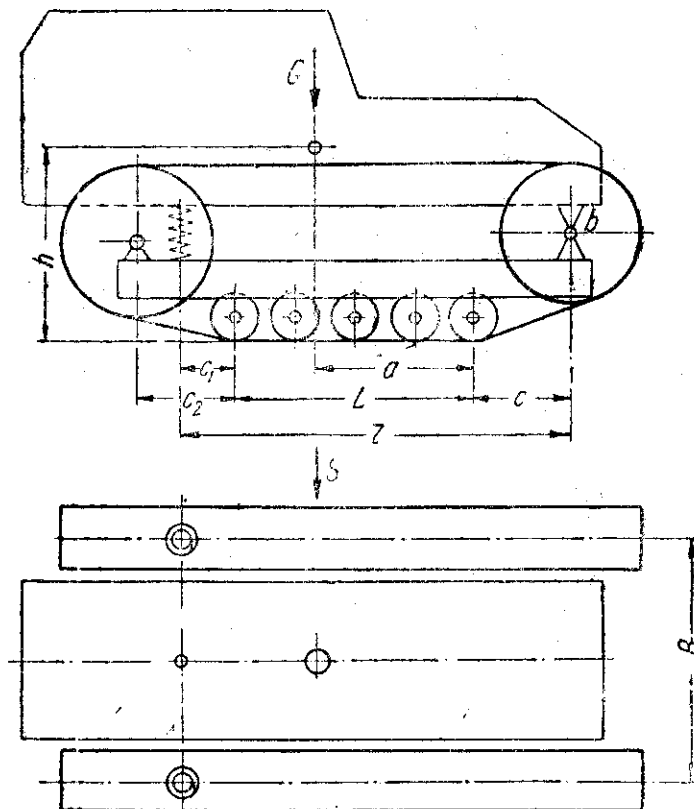
a — расстояние центра тяжести до задней крайней точки опорной поверхности,

h — высота центра тяжести.

Наибольшая возможная боковая нагрузка на реборды катков (фиг. 110).

$$S_m = G \sin \delta_m, \quad (3)$$

где δ_m — предельный по устойчивости угол бокового крена.



Фиг. 110. Схема полужесткой подвески.

Предельная величина δ_m определится из формулы:

$$\operatorname{tg} \delta_m = \frac{B}{2h}, \quad (4)$$

где B — расстояние между серединами гусениц.

При наличии же одновременно предельного подъема и предельного бокового крена, на задний каток будет действовать нормальная к грунту нагрузка, величина которой может быть определена по формуле:

$$P''_m = G \cos \alpha'_m \cos \delta_m = \frac{G}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{h}\right)^2 + \left(\frac{B}{2h}\right)^2 + \left(\frac{aB}{2h^2}\right)^2}}. \quad (5)$$

В этом случае всю нагрузку воспринимает один задний каток со стороны крена.

Если при тех же предельных углах подъема и крена танк переворачивается вокруг среднего катка, тогда этот каток будет находиться под максимальной нормальной нагрузкой, которую приближенно можно определить по формуле:

$$P_m'' = \frac{G}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{h} - \frac{L}{2h}\right)^2 + \left(\frac{B}{2h}\right)^2 + \left(\frac{a}{h} - \frac{L}{2h}\right)^2 \cdot \left(\frac{B}{2h}\right)^2}} \quad (6)$$

В случае максимального уклона наибольшая возможная нагрузка (фиг. 110) на переднюю рессору будет

$$P_{pm} = \frac{G_k L + c - h_b \operatorname{tg} \alpha_m'}{l} \cos \alpha_m' \quad (7)$$

где h_b — высота шарнира b над грунтом, G_k — вес подпрессоренной части трактора. Наибольшая возможная нормальная к грунту нагрузка на ось ведущей зубчатки определится по формуле:

$$P_3 \approx P_m'' \frac{l - c}{l} \quad (8)$$

где P_m'' — нормальная к грунту нагрузка на задний каток [формула (5)].

Натяжения же гусеничной цепи при различных механизмах поворота будут различны (см. раздел „Механизм поворота“). Наибольшее натяжение цепи при простом дифференциале будет:

$$F_\partial = \frac{270\eta N_e}{2v_r} \quad (9)$$

при бортовых фрикционах

$$F_\partial = \frac{270\eta N_e}{v_r} \quad (10)$$

при двойном дифференциале

$$F_\partial = \frac{i_m + 1}{i_m} \cdot \frac{270\eta N_e}{v_r} \quad (11)$$

где N_e — нормальная мощность двигателя,

η — к. п. д. трансмиссии на данной расчетной передаче,

v_r — скорость машины при данном расчетном числе трансмиссии, которая определяется по формуле:

$$v_r = \frac{0,06zln}{i_r} \text{ км/час,} \quad (12)$$

где z — число звеньев гусеницы, проходящих через ведущую зубчатку за один ее оборот,

l — шаг звена гусеницы,

n — число оборотов двигателя в мин.,

i_r — общее передаточное число.

i_m — отношение числа оборотов забегающей гусеницы n_2 к отстающей n_1 , на повороте при полной зажатке одного из тормозов

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} \quad (13)$$

На ось ленивца будет действовать натяжение гусеничной ленты, определенное по формулам (9), (10) и (11). Но в случае пружинного натяжения гусеничной ленты эта сила не будет превосходить расчетную нагрузку буферных пружин натяжного приспособления, которые рассчитываются на предельную силу тяги при заднем ходе с запасом в 20—30%.

Предельная сила тяги для заднего хода:

$$F_{a.x} = \frac{270\eta N_e}{v_{a.x}} \quad (14)$$

Расчет свечной подвески

На фиг. 94 была дана схема свечной подвески танка. Для расчетов строим принципиальную схему, которая отражает нагрузки отдельных свечей в виде различных стрел прогиба. На фиг. 111 изображена принципиальная схема 4-свечной подвески, причем допущено, что центр тяжести машины расположен строго по середине и что жесткости рессор абсолютно одинаковы. Тогда сила тяжести подпрессоренных масс G вызовет одинаковое поджатие рессор, т. е. стрелы прогиба будут равными.

$$f_1 = f_2 = f_3 = f_4.$$

Силу G можно заменить реакцией грунта Q , приложенной в центре давления. Можно считать, что под действием именно этой силы мы получили данные стрелы прогиба отдельных рессор $f_1; f_2; f_3; f_4$.

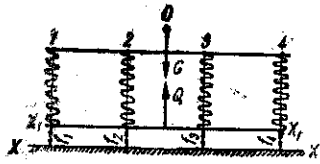
Линию XX мы будем считать линией или плоскостью условного горизонта. Это та линия (или плоскость), которой достигла бы каждая рессора свечи при $G = 0$ ($Q = 0$). Линию X_1X_1 будем называть линией поджатия рессор.

При данном расположении центра тяжести (фиг. 111) линия XX параллельна линии X_1X_1 .

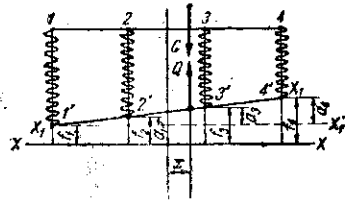
Теперь предположим, что центр тяжести смещен от середины вправо (назад) на некоторую величину x (фиг. 112). В этом случае нагрузка на опорную поверхность будет не одинакова — задние свечи будут нагружены больше, и линия поджатия рессор X_1X_1 проходит под некоторым углом к линии условного горизонта XX так, что стрелы прогиба

$$f_1 < f_2 < f_3 < f_4. \quad (15)$$

Следовательно, корпус танка имеет некоторый диферент назад, который можно свести к нулю соответствующими подкладками между корпусом и каждой рессорой; тогда рессоры опустятся до X_1X_1 , а корпус останется в горизонтальном положении.



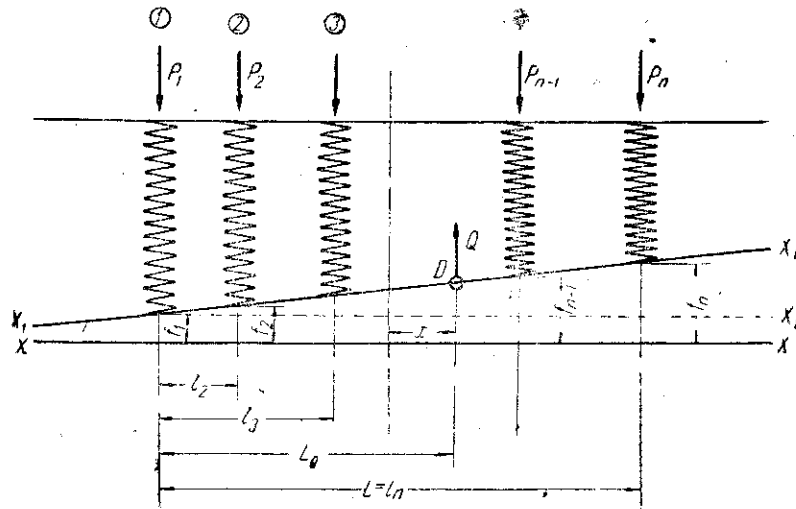
Фиг. 111. Принципиальная схема свечной подвески (при расположении центра тяжести танка в середине).



Фиг. 112. Принципиальная схема свечной подвески (при расположении центра тяжести танка не в середине длины).

Подкладка под первой рессорой будет равна 0, подкладка под второй рессорой будет $f_2 - f_1 = a_2$, под третьей $f_3 - f_1 = a_3$, под четвертой $f_4 - f_1 = a_4$.

Рассчитаем подвеску с n свечами, изображенную на фиг. 113 принципиальной схемой.



Фиг. 113. Принципиальная схема свечной подвески со свечами.

Подвеска деформирована равнодействующей Q нормальных реакций грунта, приложенной в точке D — центре давления, смещенном вправо на величину x от середины опорной поверхности.

Если оценить жесткость рессор модулем m , понимая под ним число кг нагрузки, необходимой для деформации рессоры на 1 мм, то на-

грузки на отдельные свечи $P_1; P_2; P_3; \dots P_n$ определяются из следующих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= mf_1 \\ P_2 &= mf_2 \\ P_3 &= mf_3 \\ &\dots \\ P_n &= mf_n \end{aligned} \right\} n \text{ уравнений.} \quad (16)$$

Модуль m обычно бывает величиной известной, а стрелы прогиба определяем из следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} f_2 &= f_1 + kl_2 \\ f_3 &= f_1 + kl_3 \\ &\dots \\ f_n &= f_1 + kl_n \end{aligned} \right\} (n-1) \text{ уравнений,} \quad (17)$$

где k — неизвестный коэффициент диферента корпуса, характеризующий наклон линии поджатия X_1X_1 , следовательно,

$$k = \operatorname{tg} \gamma,$$

где γ — угол наклона.

В системах (16) и (17) имеем $(2n-1)$ уравнений с $(2n+1)$ неизвестными:

$$\left. \begin{aligned} P &- n \text{ величин} \\ f &- n \text{ " } \\ k &- 1 \text{ " } \end{aligned} \right\} 2n+1.$$

Недостающие 2 уравнения получаем из равновесия всей системы:

$$P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = Q, \quad (18)$$

$$P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 + \dots + P_n l_n = QL_0, \quad (19)$$

где $L_0 = L - a + x$ (см. раздел „Устойчивость“), $l_n = L$ — длина опорной поверхности.

Решая систему $(2n+1)$ уравнений (ф-лы 16, 17, 18 и 19) с $(2n+1)$ неизвестными, определим

$$\left. \begin{aligned} P_1; P_2; P_3; \dots P_n, \\ f_1; f_2; f_3; \dots f_n, \end{aligned} \right\}$$

k — коэффициент диферента корпуса.

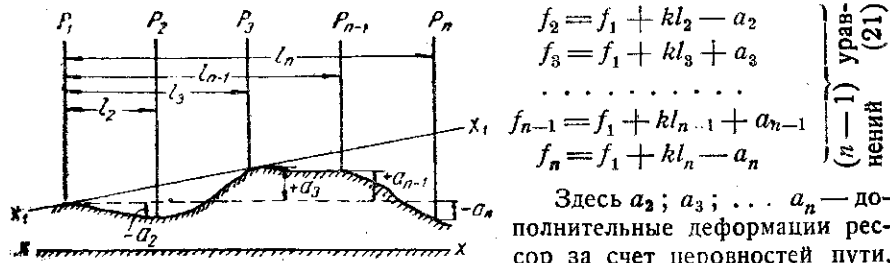
Если диферент корпуса является только следствием смещения центра тяжести подрессоренной части относительно середины, то, как сказано выше, его можно выравнять, т. е. свести к нулю подкладками под пружины, толщины которых будут для данного случая:

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= 0 \\ a_2 &= f_2 - f_1 \\ a_3 &= f_3 - f_1 \\ &\dots \\ a_n &= f_n - f_1 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Весь вышеприведенный расчет относится к танку со свечной подвеской, стоящему на плоскости.

Но, если танк стоит на неровной поверхности (фиг. 114) то, в основном, задача сводится к предыдущей, за исключением характера подкладок, где они приобретают несколько иной смысл.

Система n уравнений (16) остается без изменения, система же $(n-1)$ уравнений (17) изменится и напишется так:



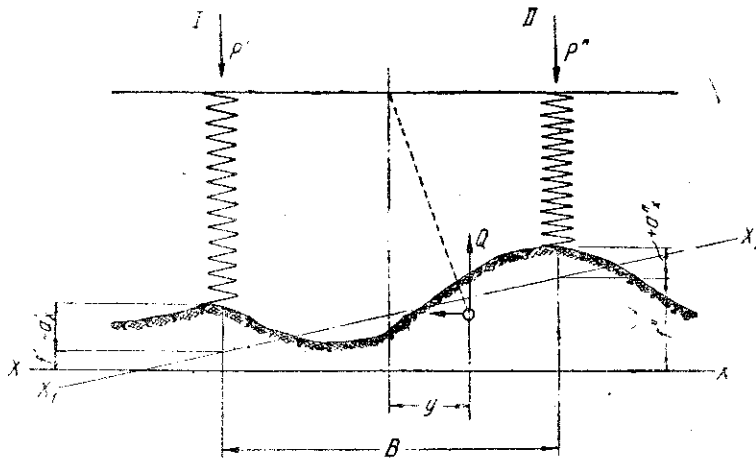
$$\left. \begin{aligned} f_2 &= f_1 + kl_2 - a_2 \\ f_3 &= f_1 + kl_3 + a_3 \\ &\dots \\ f_{n-1} &= f_1 + kl_{n-1} + a_{n-1} \\ f_n &= f_1 + kl_n - a_n \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} (n-1) \text{ урав-} \\ \text{нений (21)} \end{array}$$

Здесь $a_2; a_3; \dots a_n$ — дополнительные деформации рессор за счет неровностей пути, которые можно считать как бы фиктивными прокладками, устанавливающими дифферент корпуса.

Фиг. 114. Принципиальная схема свечной подвески, когда танк стоит на неровной поверхности.

Уравнения (18) и (19) остаются без изменения. Таким образом, считая величины $a_2; a_3; \dots a_n$ дополнительными деформациями известными, получим те же уравнения со столько же неизвестными.

Разобранные случаи относятся к продольному дифференту отдельной гусеницы или к среднему дифференту целой машины. В последнем случае



Фиг. 115. Схема поперечного смещения центра давления.

под модулем рессор m следует понимать модуль двух, симметрично расположенных, параллельно работающих рессор обеих гусениц.

Поперечный дифферент. При боковом смещении центра давления вследствие неровностей грунта будем иметь поперечный дифферент корпуса (фиг. 115), который обозначим через k_y .

При решении задачи пользуемся тем же принципом решения, что и в предыдущих случаях. Вспомним из раздела об устойчивости, что верхняя из гусениц будет разгруженной, а нижняя догруженной. Среднюю стрелу прогиба первой обозначим через f' и второй через f'' , тогда коэффициент поперечного дифферента будет

$$k_y = \frac{f'' - f'}{B}. \quad (22)$$

Графически способ определения подкладок и стрел прогиба сводится к способу определения тех же величин для случая танка, стоящего на горизонтальной поверхности со смещенным центром тяжести.

Определим среднюю стрелу прогиба рессор каждой гусеницы. Обозначим усилие, действующее на одну гусеницу, через P' и на другую — через P'' .

Тогда можем написать, что:

$$P' = mn' \left(f' \pm \frac{\Sigma a'}{n'} \right),$$

$$P'' = mn'' \left(f'' \pm \frac{\Sigma a''}{n''} \right),$$

где n' и n'' — количество в соответствующей гусенице рессор, передающих давление на грунт.

Тогда стрела прогиба:

$$f' = \frac{P'}{mn'} \mp \frac{\Sigma a'}{n'},$$

$$f'' = \frac{P''}{mn''} \mp \frac{\Sigma a''}{n''}. \quad (23)$$

Благодаря неровности грунта, каждая рессора получит какую то (+ или -) дополнительную стрелу прогиба, среднюю из них, и выражает последний член уравнения.

Из условий устойчивости танка при боковом крене находим:

$$P' = \frac{Q(B-2y)}{2B},$$

$$P'' = \frac{Q(B+2y)}{2B}.$$

Подставив в предыдущие формулы (23), получим:

$$\left. \begin{aligned} \text{для разгруженной гусеницы} \\ f' &= \frac{Q(B-2y)}{2Bmn'} \mp \frac{\Sigma a'}{n'}, \\ \text{для догруженной гусеницы} \\ f'' &= \frac{Q(B+2y)}{2Bmn''} \mp \frac{\Sigma a''}{n''}. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Стрелы прогиба отдельных рессор могут отличаться от средней f' или f'' только за счет неровностей грунта, т. е.

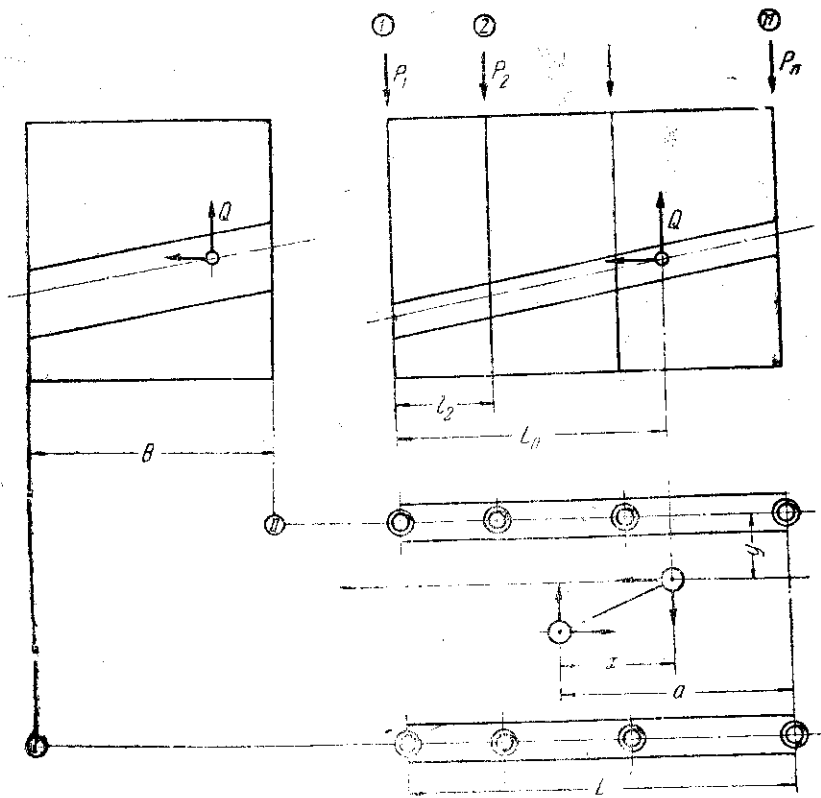
$$\left. \begin{aligned} f'_x &= f' \pm a'_x \\ f''_x &= f'' \pm a''_x \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Зная f' и f'' , можно определить величину коэффициента поперечного дифферента k_y . Подставив в уравнение (22) значения f' и f'' из уравнений (24), получим:

$$k_y = \frac{Q}{2mB^2} \left(\frac{B+2y}{n''} - \frac{B-2y}{n'} \right) \mp \frac{\Sigma a''}{Bn''} \pm \frac{\Sigma a'}{Bn'}. \quad (26)$$

На плоском грунте — $\Sigma a'' = \Sigma a' = 0$, и все рессоры одинаково участвуют в передаче нагрузки на грунт, т. е.

$$n'' = n' = n,$$



Фиг. 116. Схема расположения центра давления у танка со свечной подвеской на косогоре.

тогда будем иметь:

$$k_y = \frac{2Qy}{mnB^2}. \quad (27)$$

Если в предыдущем случае модули рессор различны, то вместо произведения mn' и mn'' нужно взять

$$\Sigma m' \text{ и } \Sigma m''.$$

Дифферент машины на косогоре. При одновременном продольном x и поперечном y (фиг. 116) смещении центра давления, танк

будет иметь одновременно и продольный и поперечный дифференты корпуса. Очевидно, что продольный дифферент k_x обеих гусениц должен быть одинаков и равен дифференту в любой продольной, нормальной к грунту плоскости, т. е. для всякого данного положения можно сказать, что k_x — величина постоянная.

Поперечный дифферент k_y очевидно будет также одинаковым по всей длине корпуса машины.

$$k_y = \frac{fx'' - fx' \pm \Sigma a_x'' \pm \Sigma a_x'}{B} \text{ постоянно.} \quad (28)$$

Таким образом каждая подвеска каждой гусеницы получает вынужденный, не соответствующий центру давления на данной гусенице, дифферент.

Решение вопроса, в случае одновременного дифферента, сводится к решению $(4n+1)$ уравнений с $(4n+1)$ неизвестными. Эти уравнения следующие:

$$P'_x = mf'_x \quad n \text{ уравнений.} \quad (29)$$

$$P''_x = mf''_x \quad n \text{ уравнений.} \quad (30)$$

$$f'_x = f'_1 + kl'_x \pm a'_x \quad (n-1) \text{ уравнений.} \quad (31)$$

$$f''_x = f''_1 + kl''_x \pm a''_x \quad (n-1) \text{ уравнений.} \quad (32)$$

$$\Sigma P'_x + \Sigma P''_x = Q \quad 1 \text{ уравнение.} \quad (33)$$

$$\Sigma P'_x l'_x + \Sigma P''_x l''_x = QL_0 \quad 1 \text{ уравнение.} \quad (34)$$

$$(B+2y)\Sigma P'_x = (B-2y)\Sigma P''_x \quad 1 \text{ уравнение.} \quad (35)$$

Неизвестными здесь являются:

2 n нагрузок P_x на свечи,

2 n стрел прогиба f_x рессор,

1 продольный дифферент k_x .

Поперечный дифферент k_y находится после решения всей системы по формуле (28).

Таким образом, зная, как найти нагрузки и стрелы прогиба каждой отдельной рессоры, а значит, и наибольшую возможную нагрузку на рессору, можно переходить к расчету на прочность рессор и других деталей свечи.

Для большей ясности всех положений расчета проведем численный расчет свечной подвески.

Пример 1. Определить нагрузки на свечи танка с весом корпуса 6 t , имеющего трехсвечную подвеску, при переходе через бревно толщиной 100 mm , при показанном на фиг. 117 положении. Под влиянием косогора (см. гл. „Устойчивость“) центр давления смещен в продольном направлении на $x = 0,2$ m и в поперечном на $y = 0,2$ m .

Модуль всех рессор одинаковый, $m = 10$ $кг/мм = 10$ t/m .

Решение. Пишем основные уравнения, подставляя цифровые величины:

$$\begin{aligned} P'_1 &= 10f'_1, & P''_1 &= 10f''_1, \\ P'_2 &= 10f'_2, & P''_2 &= 10f''_2, \\ P'_3 &= 10f'_3, & P''_3 &= 10f''_3, \end{aligned}$$

$$f_2' = f_1' + k_x \cdot 1,2, \quad f_2'' = f_1'' + k_x \cdot 1,2 + 0,1,$$

$$f_3' = f_1' + k_x \cdot 2 + 0,1, \quad f_3'' = f_1'' + k_x \cdot 2.$$

$$P_1' + P_2' + P_3' + P_1'' + P_2'' + P_3'' = 6,$$

$$(P_2' + P_2'') 1,2 + (P_3' + P_3'') 2 = 6 \cdot 0,8 = 4,8,$$

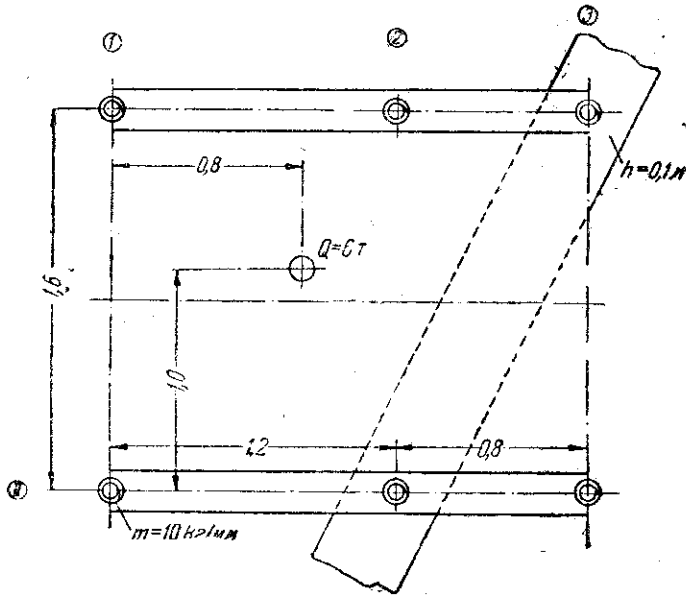
$$(P_1' + P_2' + P_3') 0,6 = (P_1'' + P_2'' + P_3'') 1.$$

После замены в последних уравнениях P через значения f , приходим к трем уравнениям:

$$3f_1' + 3f_1'' + 6,4k_x = 0,4,$$

$$3,2f_1' + 3,2f_1'' + 10,88k_x = 0,16,$$

$$1,8f_1' - 3f_1'' - 1,28k_x = 0,04.$$



Фиг. 117. Схема танка со свечной подвеской при переваливании бревна (в плане).

Решая их, получаем:

$$k_x = -0,066.$$

Знак минус показывает, что передние рессоры дадут большую стрелу прогиба, чем задние.

Находим стрелы прогиба каждой рессоры:

$$f_1' = 0,162, \quad f_1'' = 0,112,$$

$$f_2' = 0,083, \quad f_2'' = 0,133,$$

$$f_3' = 0,130, \quad f_3'' = -0,020.$$

Знак минус у стрелы прогиба f_3'' показывает, что равновесие подцистано при растянутой задней и левой рессоре, что физически невыполнимо, а потому следует повторить весь расчет, принимая $P_3 = 0$.

Практически этот опорный каток повиснет в воздухе, и, если пренебречь его весом, можно считать, что эта свеча вообще не существует.

После аналогичного пересчета получаем 3 уравнения:

$$3f_1' + 2f_1'' + 4,4k_x = 0,4,$$

$$3,2f_1' + 1,2f_1'' + 5,28k_x = 0,16,$$

$$1,8f_1' - 2f_1'' + 0,72k_x = 0,04,$$

откуда $k_x = -0,189$ и угол диферента $\gamma = 10^\circ 43'$,

$$f_1' = 0,294, \quad f_1'' = 0,174,$$

$$f_2' = 0,067, \quad f_2'' = 0,047,$$

$$f_3' = 0,016, \quad (f_3'' = -0,204).$$

Подставляя значения какого-либо ряда f в формуле (28) (одновременно эта формула служит проверкой результатов), получим:

$$k_y = \frac{0,294 - 0,174}{1,6} = \frac{0,067 - 0,047 + 0,1}{1,6} = \frac{0,016 - 0,1 + 0,204}{1,6},$$

$$k_y = 0,075, \quad \gamma = 4^\circ 28'.$$

Нагрузки на свечи будут:

$$P_1' = 2,94 \text{ т}, \quad P_1'' = 1,74 \text{ т},$$

$$P_2' = 0,67 \text{ т}, \quad P_2'' = 0,47 \text{ т},$$

$$P_3' = 0,16 \text{ т}, \quad P_3'' = 0 \text{ т}.$$

Модуль рессор m , если даны размеры рессоры, определяется по следующим формулам:

Для витой с n витками пружины из проволоки диаметра d с радиусом средней линии R

$$m = \frac{1}{64} \frac{d^4}{R^3 n} G,$$

где G — модуль упругости материала при кручении.

Для плоской рессоры из n листов размерами b и h каждого листа и длиной l

$$m = \frac{2}{3} \frac{bh^3}{l^3} nE,$$

где E — модуль упругости материала при растяжении.

Для практических расчетов рессор необходимо исходить из предельных статических нагрузок, увеличивая их в отношении некоторого коэффициента — поправки на динамический характер нагрузки. Точное определение этого коэффициента установить чрезвычайно трудно, так как он будет различен для каждой системы свечной подвески и для каждого типа машины.

Предельную статическую нагрузку на средние свечи можно определить из случая, когда танк переваливает через какое-либо высокое и короткое препятствие, на которое он в этот момент опирается только двумя свечами (по одной с каждой стороны) (фиг. 118), и когда весь вес танка передается только на эти две свечи. Все остальные катки не соприкасаются с грунтом.

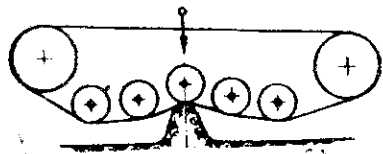
Предельную теоретическую нагрузку на крайние свечи можно определить из условий устойчивости, когда танк находится на границе переворачивания вокруг крайних точек опорной поверхности, т. е. когда весь вес танка передается на две крайние свечи и, при наличии предельного подъема и предельного крена одновременно, на одну свечу.

Но при выборе расчетной статической нагрузки не следует забывать, что излишняя жесткость рессор снижает основные свойства подвески. Поэтому при расчетах нужно принимать наибольшие статические нагрузки при наиболее вероятных и частых случаях движения. В предельных же случаях передавать нагрузку на буфера.

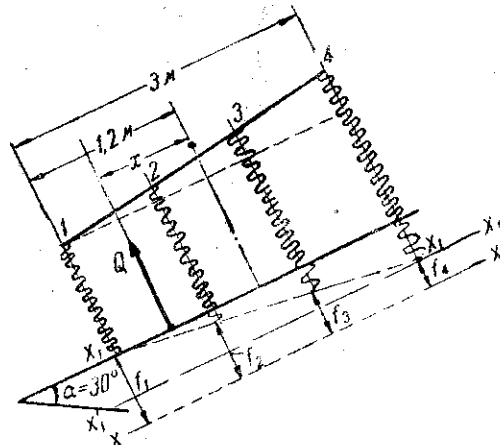
В качестве примера приведем численный расчет танка со свечной подвеской при наиболее часто встречающемся случае движения.

Пример 2. Танк движется под уклон $\alpha = 30^\circ$ (фиг. 119) с какой-то скоростью. В некоторый момент он затормаживается так, что происходит буксование гусениц.

Данные танка следующие:
 вес $G = 9 \text{ т}$; $l_2 = 0,7 \text{ м}$;
 $l_3 = 1,6 \text{ м}$; $l_4 = 3 \text{ м}$,
 $m = 2,5 = 10 \text{ кг/мм}$.



Фиг. 118. Схема преодоления танком гребня.



Фиг. 119. Схема танка со свечной подвеской на уклоне.

Определить стрелы прогиба и нагрузки каждой рессоры.

Решение. 1. Нагрузка на каждую свечу определится из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} P_1 &= mf_1 = 10f_1, \\ P_2 &= mf_2 = 10f_2, \\ P_3 &= mf_3 = 10f_3, \\ P_4 &= mf_4 = 10f_4. \end{aligned}$$

2. Для стрел прогиба рессор пишем следующие 3 уравнения, принимая f_4 за минимальную стрелу прогиба.

$$\begin{aligned} f_3 &= f_4 + k(l_4 - l_3) = f_4 + 1,4k, \\ f_2 &= f_4 + k(l_4 - l_2) = f_4 + 2,3k, \\ f_1 &= f_4 + kl_4 = f_4 + 3k. \end{aligned}$$

3. Напишем уравнения равновесия:

$$\Sigma Y = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 - Q = 0$$

или

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 4,5.$$

Уравнение моментов:

$$\Sigma M = P_3(l_4 - l_3) + P_2(l_4 - l_2) + P_1l_4 - Q(1,8 + x) = 0$$

или

$$3P_1 + 2,3P_2 + 1,4P_3 = Q(1,8 + x).$$

Здесь x есть величина смещения центра давления под влиянием силы инерции, вызванной резким торможением танка, двигавшегося под уклон, и будет иметь предельное значение по сцеплению гусеницы с грунтом

$$x = hk_m,$$

где h — высота центра тяжести, равная 1,1 м,

k_m — коэффициент сцепления, равный 0,8 м,

тогда $x = 0,88 \text{ м}$.

Подставив в уравнение моментов, получим:

$$3P_1 + 2,3P_2 + 1,4P_3 = 12,06.$$

Таким образом имеем систему из 9 уравнений с девятью неизвестными:

$$P_1; P_2; P_3; P_4; f_1; f_2; f_3; f_4 \text{ и } k.$$

Решая эти 9 уравнений, найдем, что f_4 и f_3 — величины отрицательные, т. е. свечи растянуты, следовательно, нужно принять, что $P_4 = 0$ и $P_3 = 0$.

Нагрузки на свечи будут:

$$\begin{aligned} P_1 &= 2,45 \text{ т} & P_3 &= 0 \text{ т} \\ P_2 &= 2,05 \text{ т} & P_4 &= 0 \text{ т} \end{aligned}$$

Стрелы прогиба рессор:

$$\begin{aligned} f_1 &= 0,245 \text{ м}, \\ f_2 &= 0,205 \text{ м}. \end{aligned}$$

Дифферент корпуса будет:

$$k = 0,05625.$$

В результате решения получим, что в данном случае движения вся нагрузка передается на две передние свечи каждой гусеницы, причем здесь уже учтен один из динамических факторов — сила инерции, под влиянием которой произошло смещение центра давления. Следовательно, для расчета рессоры можно принять величину статической нагрузки, близкую к полученной.

Расчет балансирной подвески

Разберем отдельные свойства балансирной подвески при двух опорах корпуса.

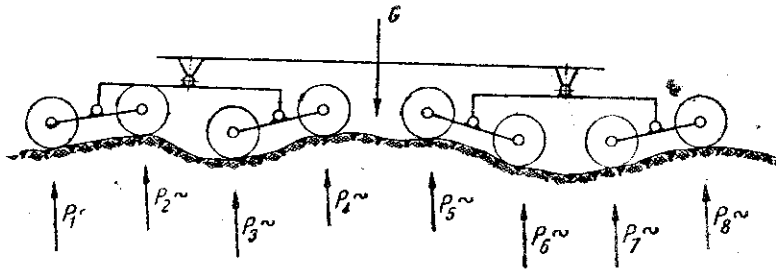
1. Распределение нагрузки на катки. На фиг. 120 изображена балансирная подвеска танка на неровном грунте. Нагрузка на каждую каретку и на каждый каток разлагается обратно пропорционально

расстояниям, а расстояния при небольших наклонах балансиров практически постоянны. Значит и нагрузка на каждый каток постоянна.

При равных плечах балансиров, кроме того, можно считать, что

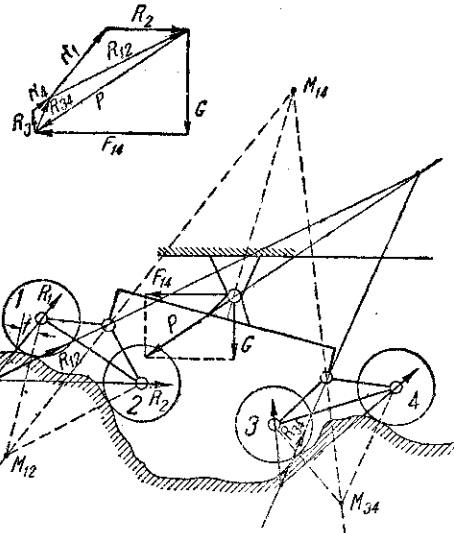
$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \dots = P_8 = \text{const.}$$

На фиг. 121 представлены две каретки балансирной подвески при переходе неровностей грунта. Известными будут только профиль пути и вертикальная нагрузка G на всю каретку.



Фиг. 120. Схема движения балансирной подвески на неровном грунте.

Движение каретки 12 можно заменить вращением около мгновенного центра M_{12} , каретки 34 — около M_{34} и всей каретки 14 — около M_{14} .



Фиг. 121. Схема каретки балансирной подвески при переходе неровностей грунта.

Линия действия реакций R_x грунта на каждый каток проходит через ось катка под углом $\alpha = \text{arc tg } f$ с параллелью к грунту, где f — коэффициент трения качения катка.

Линия действия суммарной реакции R_{12} на каретку 12 проходит через точку пересечения R_1 и R_2 и средний шарнир каретки, так как к нему приложена нагрузка на каретку.

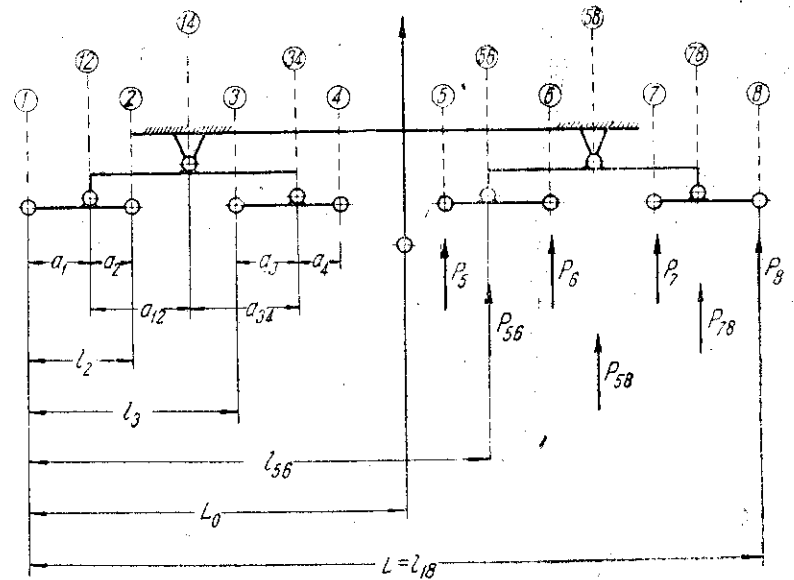
Аналогично получаем линию действия реакции на катки 3 и 4, каретку 34 и аналогично найдем направление суммарной реакции или суммарной силы P , действующей на всю каретку от корпуса.

Определив линии действия всех сил и реакции по одной из них G , можно определить

величину всех сил и реакций при помощи многоугольника сил. Для дальнейших расчетов балансирной подвески и для решения задач введем единую систему обозначений. Такая система приведена на фиг. 122. Катки обозначим цифрами 1, 2, 3, ..., 8.

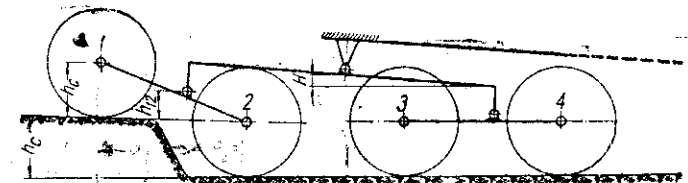
Шарнир балансира катков 1—2 — цифрой 12; катков 3—4 через 34 и т. д. Шарнир балансира катков 1, 2, 3 и 4 обозначим через 14 и катков 5, 6, 7, 8 через 58.

За начало отсчета расстояний будем принимать 1 каток. Тогда расстояние до катка 2 будет l_2 , до катка 3 — l_3 и т. д. Расстояние до



Фиг. 122. Расчетная схема балансирной подвески и система обозначений.

шарнира 12 — l_{12} , до шарнира 34 — l_{34} и т. д. Расстояние до центра давления обозначим через L_0 и всю длину опорной поверхности через l или l_{18} . Расстояния между катками и шарнирами балансиров соответственно через: a_1 ; a_2 ; a_3 ; a_4 и т. д. и между шарнирами: a_{12} ; a_{34} и т. д.



Фиг. 123. Схема каретки балансирной подвески при переходе через препятствия.

2. Вертикальные колебания корпуса. На фиг. 123 изображена каретка балансирной подвески с 4 катками. Каток 1 поднялся на препятствие h_c , шарнир 12 поднимается уже на меньшую высоту h_{12} , которая определится из подобных треугольников (фиг. 123).

$$h_{12} = \frac{a_2}{a_1 + a_2} h_c$$

и при равенстве плеч балансиров

$$h_{12} = \frac{h_c}{2}$$

Аналогично для шарнира 14 найдем, что $h_{14} = \frac{a_{34}}{a_{12} + a_{34}}$ или, подставив значение h_{12} , получим:

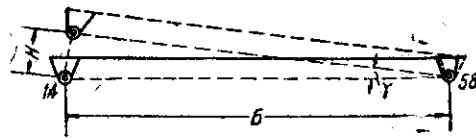
$$H = h_{14} = \frac{a_2}{a_1 + a_2} \cdot \frac{a_{34}}{a_{12} + a_{34}} \cdot h_c \quad (1)$$

При равенстве плеч балансиров

$$h_{14} = \frac{h_c}{4} \quad (2)$$

Таким образом балансирная подвеска, независимо от рессор, смягчает неровности грунта вдвое на каждый последовательно соединенный балансир.

3. Угловые продольные колебания корпуса при балансирной подвеске. Предположим, что танк с балансирной подвеской переходит препятствие высотой h_c . Корпус танка при этом повернется около одного из опор (58) на некоторый угол γ (фиг. 124). Точка опоры 14 поднимется на высоту H . Тогда угловые колебания корпуса можно оценить соотношением:



Фиг. 124. Схема поворота корпуса при переходе препятствия.

$$\frac{H}{h_c B} = \frac{\sin \gamma}{h_c} = \psi, \quad (3)$$

где B — база, т. е. расстояние между опорами корпуса на подвеску.

Сравним на примере балансирную подвеску со свечной для одного и того же танка.

Пример 3. Танк имеет 8 опорных катков при длине опорной поверхности $L = 2$ м. На препятствии высотой h_c :

1. При свечной подвеске аналогично:

$$\psi = \frac{H}{h_c l_x};$$

здесь l_x — расстояние от точки поворота до препятствия.

Исключая деформацию рессор и обода катка как для балансирной, так и для свечной подвески, в данном случае получим $H = h_c$ и, если препятствие под первым катком, то

$$\psi = \frac{h_c}{h_c L} = \frac{1}{2} = 0,5.$$

Если же препятствие h_c находится, например, под 4-м катком, тогда

$$l_x = \frac{L \cdot 4}{8}$$

и

$$\psi = \frac{h_c 8}{h_c 2 \cdot 4} = 1.$$

2. При балансирной подвеске при тех же условиях и

$$a_1 = a_2 = a_3 = \dots = \text{const},$$

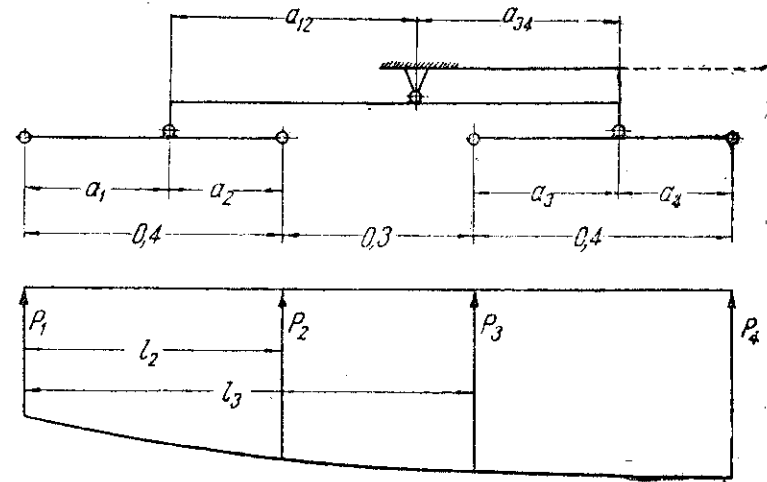
имеем

$$\psi = \frac{H}{h_c B} = \frac{h_c}{h_c 4} \cdot \frac{1}{4a} = \frac{7}{16 \cdot 2} = 0,22,$$

так как

$$H = \frac{h_c}{4}; \quad B = 4a \quad \text{и} \quad a = \frac{l}{7}.$$

Величина ψ здесь одинакова при переходе препятствия любым катком.



Фиг. 125. Схема каретки балансирной подвески.

4. Подбор плеч балансиров. Из теории поворота мы знаем, что момент сопротивления повороту в значительной степени зависит от характера распределения нагрузки по длине опорной поверхности гусеницы. В преодолении препятствий, при езде по мягкому грунту и т. д., характер распределения нагрузки на опорную поверхность также имеет большое значение.

Балансирная подвеска позволяет осуществить любое распределение нагрузки по каткам.

Покажем это на численном примере.

Пример 4. Подобрать плечи балансиров подвески фиг. 125 так, чтобы $P_4 = 1,5P_1$ и чтобы распределение давления по опорной поверхности подчинялось закону параболы вида:

$$P_x = P_1 + kl_x^{0,5}.$$

Вес на каретку примем $G = 3$ т.

Нагрузка на каждый каток определяется совместным решением следующих пяти уравнений.

$$P_2 = P_1 + k l_2^{0,5} = P_1 + k \cdot 0,633,$$

$$P_3 = P_1 + k l_3^{0,5} = P_1 + k \cdot 0,836,$$

$$P_4 = P_1 + k l_4^{0,5} = P_1 + k \cdot 1,05,$$

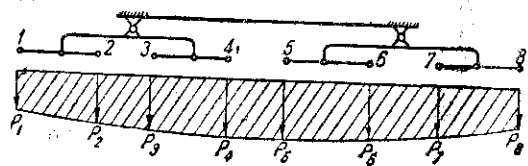
$$P_4 = 1,5 P_1,$$

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = G = 3.$$

Получаем:

$$G = 4P_1 + k(l_2^{0,5} + l_3^{0,5} + l_4^{0,5})$$

$$0,5P_1 = k l_4^{0,5}$$



Фиг. 126. Эпюра давлений при балансирной подвеске.

и окончательно:

$$P_1 = G l_4^{0,5} : [4 l_4^{0,5} + 0,5 (l_2^{0,5} + l_3^{0,5} + l_4^{0,5})] = 0,575 \text{ т.}$$

$$k = 0,277,$$

$$P_2 = 0,58 + 0,277 \cdot 0,633 = 0,755 \text{ т.}$$

$$P_3 = 0,58 + 0,277 \cdot 0,836 = 0,810 \text{ т.}$$

$$P_4 = 1,5 \cdot 0,58 = 0,860 \text{ т.}$$

Плечи балансиоров определяются из соотношений:

$$a_1 : a_2 = P_2 : P_1 = 1,31,$$

$$a_3 : a_4 = P_4 : P_3 = 1,08,$$

$$a_{12} : a_{34} = (P_4 + P_3) : (P_2 + P_1) = 1,25,$$

$$a_1 + a_2 = 0,4,$$

$$a_3 + a_4 = 0,4,$$

$$a_{12} + a_{34} = a_2 + a_3 + 0,3.$$

Отсюда

$$a_1 = 0,227, \quad a_3 = 0,208,$$

$$a_2 = 0,173, \quad a_4 = 0,192,$$

$$a_{12} = 0,378, \quad a_{34} = 0,303.$$

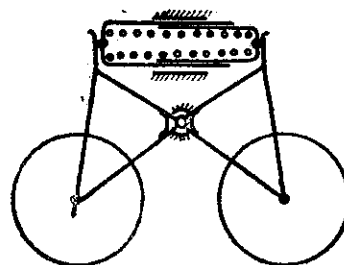
Очевидно, что мы могли бы задаться каким угодно другим законом распределения нагрузок на опорные катки каретки и получили бы лишь иные величины этих нагрузок и иные соотношения плеч балансиоров.

Решая ту же задачу для 2-й каретки танка и задаваясь тем же законом распределения нагрузок, получим ту же, но перевернутую эпюру и для второй каретки. Эта эпюра давлений для всей опорной поверхности гусеницы танка изображена на фиг. 126.

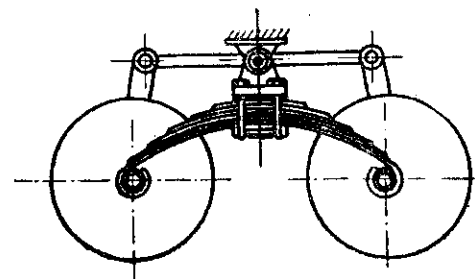
Результаты решения сведем в таблицу:

№ катков	1	2	3	4	5	6	7	8
Величины								
l_m	—	0,4	0,7	1,1	1,4	1,7	2,0	2,4
$P \text{ кг}$	575	755	810	860	860	810	755	575
$a \text{ м}$	0,277	0,173	0,208	0,192	0,192	0,208	0,173	0,277
Замыкающие балансиры	$a_{12} = 0,378$		$a_{34} = 0,303$		$a_{56} = 0,303$		$a_{78} = 0,378$	

Схемы рессорных кареток балансирной подвески приведены на фиг. 127, 128 и 99.



Фиг. 127. Схема каретки с цилиндрической рессорой.



Фиг. 128. Схема каретки с плоской рессорой.

6. Смешанная подвеска (описание и расчет)

В большинстве современных танков и тракторов редко можно встретить балансирную и свечную подвеску в их чистом виде. В большинстве это подвески смешанные из того и другого типа. Всякую подвеску, которая имеет число опор балансирных кареток на корпус больше двух будем относить к типу смешанных подвесок.

Пример такой подвески схематически изображен на фиг. 129.

Произведем расчет смешанной подвески на примере по схеме фиг. 129.

Пример 5. Подобрать плечи балансиоров и высоту крепления рессор балансиоров подвески и положение центра тяжести так, чтобы распределение нагрузки на опорную поверхность подчинялось закону трапеции, с отношением

$$P_1 : P_3 = P_6 : P_3 = 2 : 3.$$

Нагрузка на гусеницу $G = 3 \text{ т.}$

Необходимые размеры даны на схеме, все обозначения взяты согласно фиг. 122.

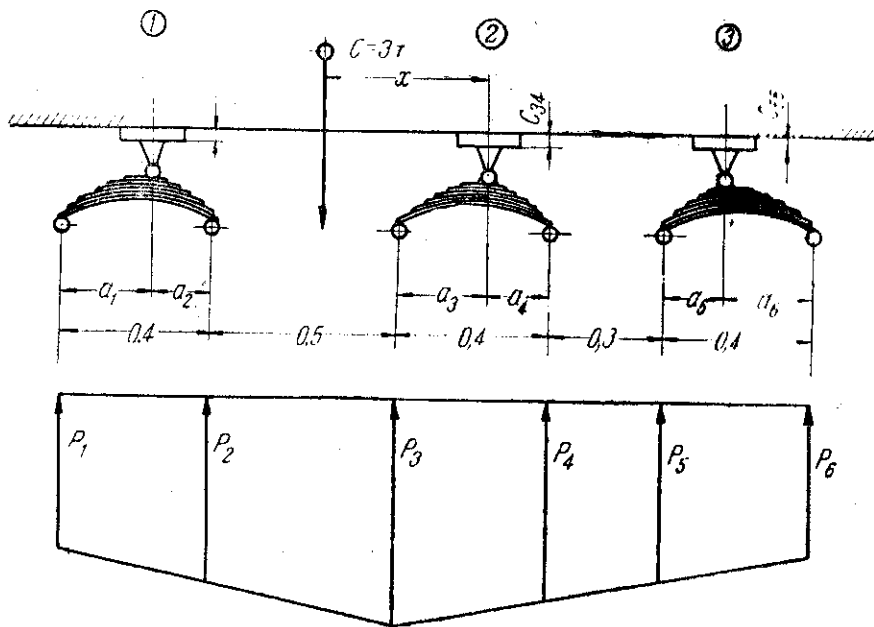
Согласно заданному распределению нагрузки можем написать:

$$(P_2 - P_1) : (P_3 - P_1) = l_2 : l_3 = 0,4 : 0,9.$$

$$(P_3 - P_6) : (P_4 - P_6) : (P_5 - P_6) = (l_6 - l_3) : (l_6 - l_1) : (l_6 - l_5) = 1,1 : 0,7 : 0,4.$$

Решая совместно с условием

$$P_3 : P_1 = 2 : 3 = P_3 : P_6,$$



Фиг. 129. Расчетная схема смешанной подвески.

получим:

$$P_1 : P_2 : P_3 : P_4 : P_5 : P_6 = 1 : 1,22 : 1,5 : 1,32 : 1,18 : 1.$$

Из условия равновесия всей системы

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = 3.$$

И последовательным совместным решением получаем:

$$\begin{aligned} P_1 &= 0,42 \text{ т}, & P_4 &= 0,55 \text{ т}, \\ P_2 &= 0,50 \text{ „}, & P_5 &= 0,49 \text{ „}, \\ P_3 &= 0,62 \text{ „}, & P_6 &= 0,42 \text{ „} \end{aligned}$$

Нагрузки на отдельные каретки будут:

$$P_1 + P_2 = P_{12} = 0,92;$$

$$P_3 + P_4 = P_{34} = 1,17;$$

$$P_5 + P_6 = P_{56} = 0,91.$$

Определение положения рессор по высоте производится аналогично свечной подвеске:

$$P = mf,$$

где m — модуль рессоры,

f — стрела прогиба рессоры.

Получим:

$$mf_{12} = 0,92;$$

$$mf_{34} = 1,17;$$

$$mf_{56} = 0,91.$$

Считая модуль известным и одинаковым для всех рессор $m = 10 \text{ кг/мм}$, определим стрелы прогиба

$$f_{12} = 92 \text{ мм};$$

$$f_{34} = 117 \text{ мм};$$

$$f_{56} = 91 \text{ мм}.$$

Отсюда можно определить толщину подкладок или высоту крепления рессор к корпусу танка. Отсчет ведем от первой точки крепления, принимая высоту подкладки в ней равной нулю.

$$C_{56} = 0;$$

$$C_{34} = 117 - 91 = 26 \text{ мм};$$

$$C_{12} = 92 - 91 = 1 \text{ мм}.$$

Размеры плеч балансиров определяются из соотношений:

$$a_1 = a_{12} = \frac{P_2}{P_{12}} = 0,4 \frac{0,5}{0,92} = 0,217 \text{ м}.$$

$$a_2 = a_{12} - a_1 = 0,4 - 0,217 = 0,183 \text{ м}.$$

$$a_3 = a_{34} \frac{P_4}{P_{34}} = 0,4 \frac{0,55}{1,17} = 0,189 \text{ м}.$$

$$a_4 = a_{34} - a_3 = 0,4 - 0,189 = 0,211 \text{ м}.$$

$$a_5 = a_{56} \frac{P_6}{P_{56}} = 0,4 \frac{0,42}{0,91} = 0,184 \text{ м}.$$

$$a_6 = a_{56} - a_5 = 0,4 - 0,184 = 0,216 \text{ м}.$$

Чтобы определить положение центра тяжести корпуса танка, можно взять уравнение моментов относительно какой-либо точки системы.

Возьмем уравнение моментов относительно точки опоры средней каретки.

$$\begin{aligned} P_{12}(a_2 + 0,5 + a_3) - P_{56}(a_5 + 0,3 + a_6) &= 0, \\ 3x = 0,92(0,183 + 0,5 + 0,189) - 0,91(0,211 + 0,3 + 0,184), \\ x &= 0,039 \text{ м}. \end{aligned}$$

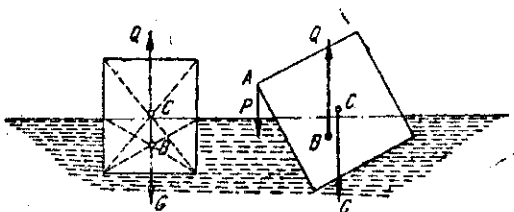
Глава 1
ПЛОВУЧЕСТЬ ТАНКОВ

1. Общие сведения

Все тела, частично или полностью погруженные в жидкость, находятся под воздействием сил, определяемых законом Архимеда.

Закон Архимеда состоит в том, что реакция Q жидкости на погруженное в нее тело равна весу вытесненного объема жидкости, направлена вверх и приложена в центре тяжести вытесненного объема V , т. е. $Q = V\gamma$, где γ — удельный вес жидкости.

На фиг. 130 показаны для примера плавающие тела. Во втором случае равнодействующая Q сил G и P совпадает с направлением вертикали, проходящей через центр тяжести B погруженной части.



Фиг. 130. Плавающие тела.

Написанному условию должны удовлетворять все плавающие тела, а следовательно, и плавающие танки.

Замкнутая линия, полученная на наружной поверхности плавающего тела (танка) от пересечения со спокойной поверхностью воды, называется

ватерлинией, сечение плавающего тела по ватерлинии — *плоскостью плавания*, а площадь этого сечения — *площадью ватерлинии*.

Объем подводной части плавающего тела называется его *водоизмещением*.

Способность тела погружаться только до определенной ватерлинии называется *пловучестью*.

Заметим, что в этом разделе мы сознательно применяем корабельную терминологию, что считаем вполне целесообразным ввиду тождества явлений в плавающем танке и в корабле.

2. Основные теоремы плавания

Теорема Эйлера

Две смежные (при бесконечно малом угле крена) плоскости плавания пересекаются по прямой, проходящей через центр тяжести соответствующей площади ватерлинии, т. е. ось, проходящая через центр тяжести O

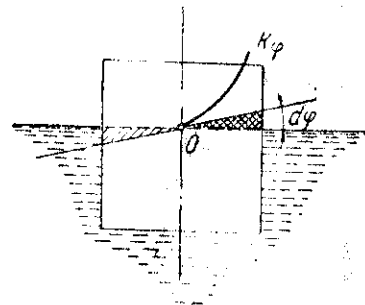
ватерлинии (фиг. 131), является осью мгновенного вращения плавающего тела при создании крена, без изменения водоизмещения.

Ввиду очевидности указанного положения принимаем его без доказательства.

Геометрическое место этих центров образует так называемую катящуюся поверхность OK_ϕ . Каждая плоскость плавания касается указанной поверхности в центре тяжести O ватерлинии.

Геометрическое место центров водоизмещения B при этом образует поверхность центров водоизмещения.

Из теоремы Дюпена, доказательство которой здесь не приводим, следует, что при любом крене линия, соединяющая действующий центр тяжести ватерлинии и центр водоизмещения, является общей нормалью поверхности центров водоизмещения и катящейся поверхности.

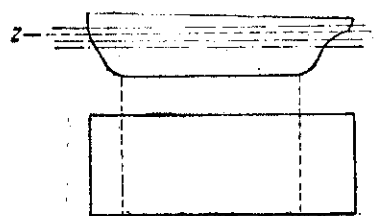


Фиг. 131. Катящаяся поверхность.

3. Определение водоизмещения танка

Так как при плавании танк погружается, во-первых, не целиком, а во-вторых, его погружение желательно получить по линии, расположенной ниже моторного люка, люка водителя и т. д., то при конструировании необходимо определить расчетным путем ту *грузовую ватерлинию*, которую будет иметь машина при заданном расположении агрегатов, и те изменения, которые надо сделать, чтобы получаемая ватерлиния соответствовала желаемой.

Для подсчета водоизмещения применяются два способа: *аналитический* (применяемый корабельными инженерами) в виде приближенного вычисления интеграла вида



$$V = \int_0^H \sigma dz,$$

где H — глубина погружения, σ — площадь ватерлинии на расстоянии z от дна; и *геометрический*, на котором мы впрямь и остановимся, считая его наиболее подходящим для танков.

Определение водоизмещения рекомендуется вести так:

- имея боковую проекцию в виде фигуры, рассекаем ее на три части:
- 1) носовую,
 - 2) среднюю,
 - 3) кормовую.

Затем проводим линию Z (фиг. 132) на боковой проекции параллельно основанию, после этого в обе стороны от линии Z проводим линии, ей параллельные, через каждые 10 мм и выбираем одну из них так, чтобы вес Q вытесненного объема V м³ равнялся весу танка G .

Объем носовой части, если она, в целом, приближается к какой-либо геометрической фигуре, вычисляем по формуле этой фигуры; если же этого сделать нельзя, то ее надо разбить на части, которые давали бы желаемые геометрические фигуры. Таких элементарных фигур будет не больше трех; аналогично поступаем с объемом кормовой части, после чего будем иметь элементарные объемы и их центры тяжести; что же касается объема средней части, то обычно он представляет собой параллелепипед, объем которого и центр тяжести находятся легко. Координаты центра общего водоизмещения определяются по общим правилам механики.

Так как выступающие части симметрично расположены по отношению к продольной оси машины, то при определении центра общего водоизмещения их можно включить в общую схему наравне с отдельными секциями корпуса.

В целях экономии времени для предварительного определения центра водоизмещения можно весь корпус танка принимать за параллелепипед, считая, что вес отброшенных частей, полностью погруженных в воду, равен весу той части объема воды, на которую увеличена приближенная форма корпуса машины. В этом случае ватерлиния будет найдена чрезвычайно быстро и легко.

После определения грузовой ватерлинии необходимо подсчитать объем V_s надводной части танка. Отношение $\frac{V_s}{V}$ указанных объемов называется *запасом пловучести*. Для военных кораблей $\frac{V_s}{V} = 1$, для подводных лодок — 0,3—0,45.

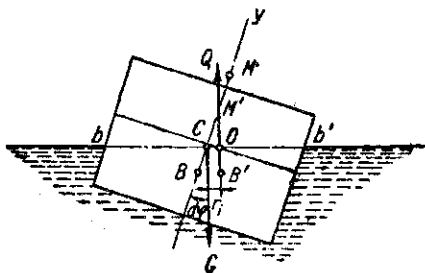
Глава II

ОСТОЙЧИВОСТЬ ТАНКА

1. Равновесие плавающих тел

Равновесие плавающих тел может быть трех видов: 1) устойчивое, 2) безразличное, 3) неустойчивое.

Остойчивостью танка называется его способность возвращаться в начальное положение после прекращения действия причины, вызвавшей крен.



Фиг. 133. Плавающая призма.

Потеря остойчивости танка наиболее вероятна при вращении его относительно продольной оси, а потому в первую очередь рассмотрим поперечную остойчивость танка.

Если плавающей призме дать боковой крен, то, как видно из фиг. 133, центр водоизмещения B смещается в сторону крена и образует восстанавливающий момент $M = Qr$. Степень нарастания этого момента зависит от формы подводной части корпуса, от формы боковой поверхности

и от взаимного расположения центра тяжести и центра водоизмещения. Как видно из чертежа, положение центра тяжести выше центра

водоизмещения еще не служит признаком неустойчивости плавания. Для оценки остойчивости служит так называемый *метацентр*.

Будем называть поддерживающую силу воды Q , приложенную к танку, *подъемной силой*, тогда предельное, при бесконечно малом угле $d\varphi$ крена, положение точки пересечения ее с осью плавания танка называется метацентром его.

Поясним сказанное. Пусть плоскостью плавания вместо первоначальной aa' будет bb' , тогда центр водоизмещения из первоначального положения B перейдет в другое B' , и подъемная сила пересечет ось плавания в точке M' ; с уменьшением угла $d\varphi$, т. е. с приближением его к нулю точка M' будет подниматься вверх и придет в предельное положение — метацентр M , когда $d\varphi = 0$.

Таким образом метацентр можно определить, как центр кривизны траектории центров B водоизмещения, называемой *поверхностью водоизмещения*.

2. Условия поперечной остойчивости танка для малых углов

Пусть танк под действием момента от какой-либо внешней приложенной пары повернут на угол φ (фиг. 134); в этом случае один клин $Oa'b'$ войдет в воду, а другой Oab выйдет из нее, т. е. как бы центр тяжести клина $Oa'b'$ из точки S' перейдет в точку S . Соответственно этому центр водоизмещения перейдет из точки B в B' .

Можем написать $V_s \cdot KK' = V(d + e)$, на основе чего получим зависимость:

$$\frac{y}{c} \frac{d+e}{KK'} = \frac{V_s}{V}, \quad (a)$$

где V_s — объем в m^3 (численно равный весу клина в m),

V — объем водоизмещения танка в m^3 (равен G в m),

y — перемещение центра водоизмещения в направлении перемещения клина.

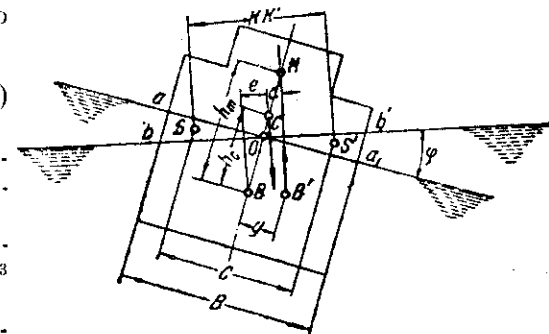
Определяя каждую из этих величин, получим:

$$y = h_m \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad c = \frac{2}{3} B \text{ и } V_s = \sum \frac{1}{2} \frac{B}{2} \cdot \frac{B}{2} \operatorname{tg} \varphi \cdot \Delta L \approx \sum \frac{B^2 \Delta L}{8} \varphi, \quad (1)$$

где ΔL — элемент длины танка.

Подставляя это в ф-лу (а), получим выражение для определения высоты метацентра, называемой также *метацентрическим радиусом*,

$$h_m = \sum \frac{\Delta L B^3}{12 V} = \frac{J}{V}, \quad (2)$$



Фиг. 134. Бортовой крен танка.

где J — момент инерции площади ватерлинии относительно мгновенной оси вращения танка.

Знание высоты метацентра позволяет при небольших углах крена определить восстанавливающий момент и оценить степень остойчивости танка.

Восстанавливающий момент определяется по формуле:

$$M = Q(h_m - h_c) \sin \varphi, \quad (3)$$

называемой *метацентрической формулой остойчивости*.

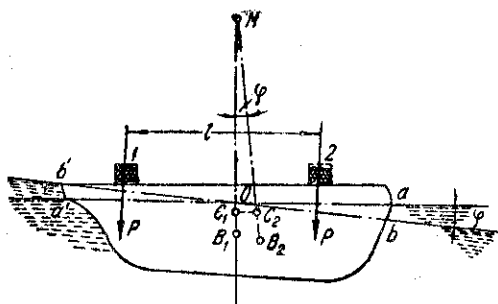
Из формулы следует, что, пока $h_m > h_c$, танк остойчив, если $h_m = h_c$ — безразличное равновесие и $h_m < h_c$ — нестойчив; иначе можно определить так: если метацентр выше центра тяжести, танк остойчив, при совпадении их — безразличное равновесие и при положении метацентра ниже центра тяжести танк перевертывается.

Величина $h_{mc} = h_m - h_c$ носит название *метацентрической высоты*.

3. Продольная остойчивость танков для малых углов

Метацентрическая формула продольной остойчивости выводится совершенно аналогично формуле поперечной остойчивости.

Момент восстанавливающей пары $M = Qh'_{mc} \sin \varphi$, где $h'_{mc} = h'_m - h'_c = \frac{J'}{V} - h'_c$.



Фиг. 135. Диферент танка.

Так как J' — момент инерции действующей ватерлинии относительно поперечной оси практически всегда больше момента инерции той же ватерлинии относительно продольной оси, то опасность опрокидывания танка в этом направлении почти исключена.

У боевых кораблей поперечная метацентрическая высота $h_{mc} = 1,5$ м, а продольная $h'_{mc} = 300$ м.

Определим помощью метацентрической формулы продольной остойчивости диферент танка в функции перемещения какого-либо груза внутри его.

Диферентом называется разность углублений носа и кормы танка.

Пусть груз весом P перемещен на расстояние l из точки 1 в точку 2 (фиг. 135). Центр тяжести танка соответственно переместится из точки C_1 в точку C_2 , в силу чего получим:

$$Pl = G \cdot \overline{C_1 C_2}; \quad \overline{C_1 C_2} = \overline{MC_1} \operatorname{tg} \varphi;$$

тогда

$$Pl = G \cdot \overline{MC_1} \operatorname{tg} \varphi,$$

отсюда

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{Pl}{G \cdot \overline{MC_1}}.$$

В результате перемещения центра тяжести танка получим диферент, действующей ватерлинией будет bb' .

Обозначим диферент через d . Согласно фиг. 136 получим:

$$d = ab + a'b' = \operatorname{tg} \varphi (Oa + Oa') = L \operatorname{tg} \varphi,$$

или

$$d = \frac{L Pl}{G \cdot h_{mc}}. \quad (4)$$

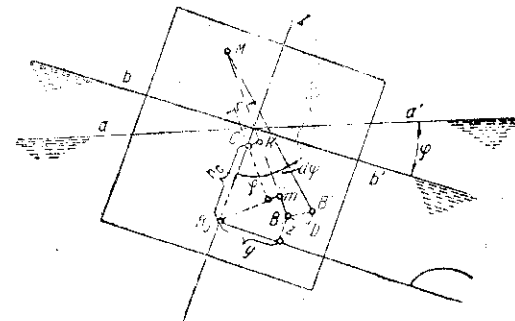
Диферент танков

Современные боевые корабли строятся на ровный киль или, если и имеют диферент, то на корму.

При диференте на нос корабль зарывается, теряет скорость за счет увеличения смоченной поверхности, а иногда снижает эффективность работы винта за счет изменения глубины погружения.

В танках также нельзя допустить диферента на нос; в противном случае, как показывает опыт, носовая волна, накатываясь на верхнюю плоскость, затрудняет водителю управление, закрывая смотровые щели, и резко увеличивает сопротивление.

Диферент на нос может привести к неприятностям при входе в воду, заставляя танк зарываться; указанное явление в подводных лодках (в силу потери управления) служит причиной аварии.



Фиг. 136. Крен с большим углом φ .

4. Поперечная остойчивость танка при больших углах крена

Когда угол бортового крена достигает значительных размеров, метацентрическая формула остойчивости уже непригодна для использования, так как метацентр уходит с начальной оси плавания, располагаясь по отношению к центру тяжести и центру водоизмещения, как показано на фиг. 136, где

C — центр тяжести танка,

B_0, B и B' — центры водоизмещения при $\varphi = 0$; φ и $\varphi + d\varphi$,

плечо восстановления $\overline{CK} = r_i$.

Напишем его выражение.

Координаты точки B — y и z .

$$r_i = \overline{B_0 m} - h_c \sin \varphi,$$

$$\overline{B_0 m} = y' \cos \varphi + z \sin \varphi,$$

следовательно,

$$r_i = y \cos \varphi + r \sin \varphi - h_c \sin \varphi.$$

Таким образом для вычисления плеча восстановления необходимо определить координаты центра водоизмещения при угле крена φ .

Напишем выражение для y и z .

Из чертежа фиг. 136 согласно ранее сделанному выводу имеем:

$$h_m = \frac{J}{V},$$

$$BB' = h_m d\varphi;$$

$$dz = B'D = BB' \sin \varphi = h_m \sin \varphi d\varphi,$$

$$dy = h_m \cos \varphi d\varphi,$$

т. е.

$$y = \int_0^{\varphi} h_m \cos \varphi d\varphi$$

и

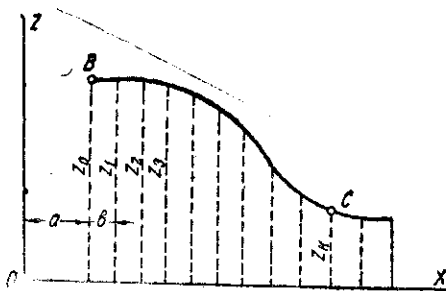
$$z = \int_0^{\varphi} h_m \sin \varphi d\varphi.$$

В итоге плечо восстановления r_i есть функция от h_c ; φ ; y ; z и h_m . Следовательно, при определении поперечной остойчивости танка, надо определить y и z , а значит, и h_m для каждого угла наклона, т. е. вычислить интегралы с переменным верхним пределом.

5. Метод вычисления интеграла с переменным верхним пределом

Имеем определенный интеграл вида $F(x) = \int_0^x f(x) dx$. Верхний предел x — величина переменная.

$f(x) = z$ задана графически.



Фиг. 137. Площадь, ограниченная кривой.

Для того чтобы подсчитать площадь, ограниченную каким-либо отрезком кривой (фиг. 137), поступаем так.

Разбиваем проекцию кривой BC на ось X -ов на k участков такой длины b , чтобы получаемые площади можно было принять за трапеции.

В этом случае

$$F(x) = \int_a^{a+b \cdot k} z dx = \frac{b}{2} [(z_0 + z_1) + (z_1 + z_2) \dots + (z_{k-1} + z_k)],$$

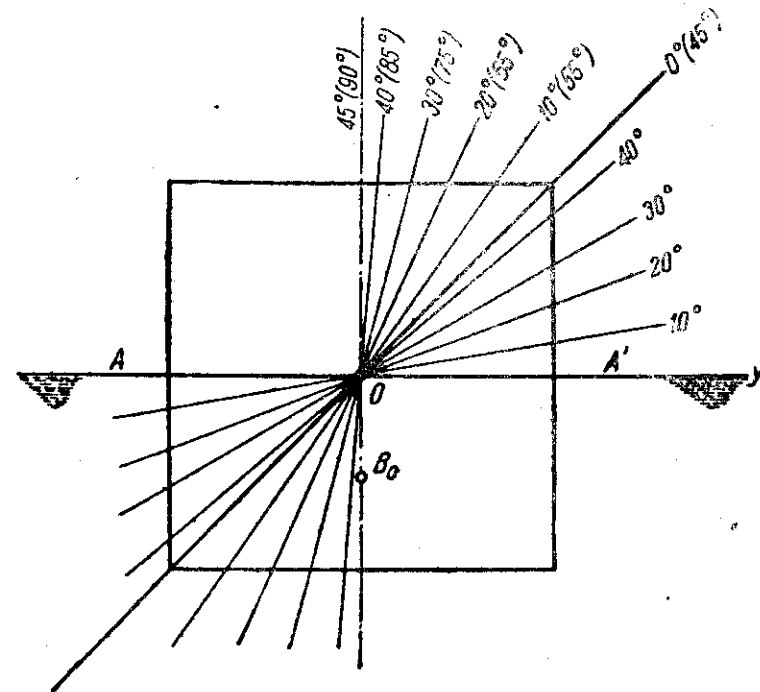
$$F(x \cdot k + 1) = \int_a^{a+b(k+1)} z dx = F(x \cdot k) + \frac{b}{2} (z_k + z_{k+1}).$$

Как видим, вычисление интеграла с переменным верхним пределом может быть произведено по следующей таблице.

I	II	III	IV	V	VI
k	$x = k \cdot b$	Ординаты z	Сумма чисел столбца III попарно	Сумма чисел столбца IV сверху	Произведение чисел столбца V на $b/2$

Таким образом имеются все данные для подсчета плеч восстановления, а тем самым остойчивости для различных углов крена.

В зависимости от соотношения формы и высоты погруженной и надводной частей корпуса, вычисления остойчивости можно разделить на три вида:



Фиг. 138. Тело с симметричными подводной и надводной частями.

- 1) высота и форма подводной части — тождественны с таковыми надводной;
- 2) различие в форме и высоте обеих частей корпуса незначительное;
- 3) различие в высоте весьма заметное.

Разберем отдельно каждый случай.

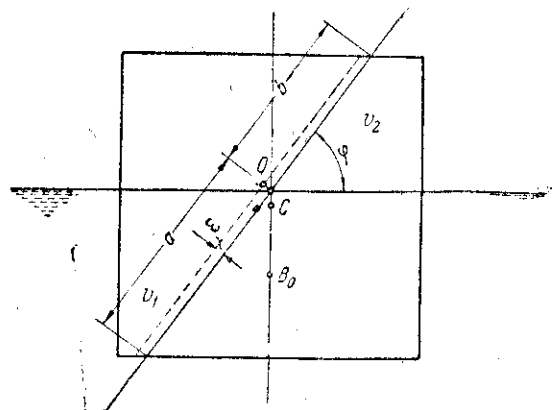
1. В первом случае имеем симметрично расположенное по отношению к срезу водной поверхности тело (фиг. 138).

При крене его на какой-либо угол объем входящего и выходящего из воды клиньев равны, и следовательно, для того чтобы получить любую ватерлинию, достаточно провести плоскость через точку O (пересечения диаметральной плоскости с грузовой ватерлинией).

В качестве примера рассмотрим остойчивость тела с поперечным сечением в виде квадрата со стороной, равной 10 см и длиной, равной 1 см (фиг. 138). Все вычисления сводятся к заполнению граф ниже приводимой таблицы.

Как видим, вся трудность заключается в продолжительности вычислений, сами же по себе они очевидны.

2. Для второго случая в целях наглядности возьмем по форме то же тело, что и в предыдущем примере, но с большим удельным весом — в результате чего высоты надводной и подводной частей будут разные. При крене тела, когда угол φ соответствует углу, показанному на фиг. 139, объем клиньев входящего и выходящего неравны, и следовательно, для того, чтобы водоизмещение V было const (условие плавания), необхо-



Фиг. 139. Тело с несимметричными подводной и надводной частями.

димо ватерлинию проводить не через точку O , а так, чтобы между плоскостью, проведенной через указанную точку, и другой плоскостью, параллельной первой, был заключен слой жидкости, равный разности объемов входящего и выходящего клиньев.

Так как различие по высоте погруженной и надводной частей незначительно, то толщина слоя между плоскостями будет такой, которой можно пренебречь, в силу чего можно допустить, что площади ватерлиний — действующей и теоретической (проведенной через точку O) приближенно равны, а следовательно, равны и моменты инерции.

Поскольку имеется разность в объеме погруженного и вышедшего клиньев, центр тяжести действующей ватерлинии не будет в точке O , а сместится на величину

$$y = \frac{J_1 - J_2}{S},$$

где J_1 и J_2 — статические моменты площади ватерлинии справа и слева от диаметральной плоскости,

S — площадь действующей ватерлинии.

Метацентрический радиус действующей ватерлинии

$$h_m = \frac{J'}{V},$$

где $J' = J_0 - y^2 S$. Здесь J_0 — момент инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести действующей ватерлинии.

По определении h_m все последующие вычисления производятся, как было показано выше.

3. В тех случаях, когда разность объемов вышедшего и погруженного клиньев достигает значительной величины, толщиной поправочного слоя пренебрегать нельзя, и необходимо, определив его, найти действующую ватерлинию, по моменту инерции которой определить метацентрический радиус, после чего вычисления пойдут в порядке, указанном для 1-го случая.

Конечно, поправочная величина ε толщины слоя будет различной, и для тех углов, при которых она будет незначительна, метацентрический радиус можно вычислять без учета поправки

$$\varepsilon = \frac{V_2 - V_1}{S},$$

где V_2 — объем вышедшего клина,

V_1 — объем вошедшего клина,

S — площадь ватерлинии, проведенной через точку O под заданным углом φ .

Для того чтобы получить ε , надо заполнить такую таблицу:

I	II	III	IV	V	VI	VII
φ°	$\Sigma (a^2 - b^2)$	Суммы II попарно	Суммы III сверху	$\frac{1}{2} \int_0^\varphi \Sigma (a^2 - b^2) d\varphi =$ = IV 0,0463	$\Sigma (a_i + b_i)$	$\varepsilon = \frac{V}{VI}$

Здесь a_i и b_i — ординаты входящего и выходящего клиньев. Коэффициент 0,0436 — числовая величина для $\varphi = 5^\circ$.

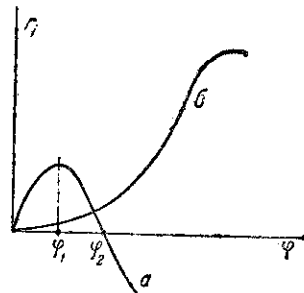
6. Диаграмма Рида

Суммируя выводы, сделанные в предыдущих разделах, заключаем, что остойчивость в каждом из накренных положений может быть оценена сравнением метацентрического радиуса h_m с высотой центра тяжести h_c ; величина же кренящей пары, при разных углах крена, — плечом r_i восстанавливающего момента, иначе называемым плечом *статической остойчивости*. Пока плечо r_i положительно, судно остойчиво и тем больше стремится вернуться в начальное положение, чем больше плечо r_i . При отрицательном r_i , очевидно, надо приложить пару, удерживающую судно от опрокидывания.

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Водо- изме- ще- ние	Углы крена φ°	Мо- мент инер- ции ватер- линии	Мета- цен- триче- ский ра- диус h_m	$h_m \cos \varphi^\circ$	Сум- мы V по- парно	Сум- мы VI свер- ху	$y_i = \int_0^\varphi h_m \cos d\varphi =$ $= VII \cdot 0,08727 m$	$h_m \sin \varphi$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
V	0	83,3	1,66	1,66	3,355	0,00	0,00	0,0
	10	86,0	1,72	1,695	3,395	3,355	0,294	0,3
	20	90,8	1,81	1,7	3,92	6,75	0,59	0,62
	30	126,6	2,531	2,22	5,02	10,67	0,9	1,28
	40	183,3	3,666	2,8	—	15,7	1,37	2,35
	0 (45)	238	4,64	4,64	7,605	0,00	0,00	0,00
	10 (55)	153,3	3,06	2,965	4,89	7,615	0,665	0,52
	20 (65)	111,7	2,234	1,925	3,44	12,49	1,09	0,76
	30 (75)	87,5	1,75	1,515	2,8	15,93	1,39	0,875
	40 (85)	84	1,68	1,285	—	18,73	1,635	1,08

X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII
Сум- мы IX по- парно	Сум- мы X свер- ху	$z_i = \int_0^\varphi h_m \sin \varphi \cdot d\varphi =$ $= XI \cdot 0,08727$	$y_i \cos \varphi$	$z_i \sin \varphi$	$\overline{B_0 m} =$ $= y_i \cos \varphi +$ $+ z_i \sin \varphi$	$h_c \sin \varphi$	$r_i =$ $\frac{B_0 m - h_c}{\sin \varphi} =$ $= XV - XVI$
10	11	12	13	14	15	16	17
0,3	0,0	0,0	0,00	0	0,00	0,0	0,0
0,92	0,3	0,0262	0,29	0,0045	0,295	0,435	-0,14
1,9	1,22	1,106	0,555	0,036	0,559	0,855	-0,295
3,63	3,12	0,271	0,78	0,136	0,916	1,25	-0,33
—	6,75	0,59	1,05	0,38	1,43	1,66	-0,17
0,52	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0	0,00
1,28	0,52	0,045	0,655	0,0078	0,663	0,4	+0,219
1,635	1,8	0,157	1,03	0,033	1,083	0,785	+0,298
1,955	3,435	0,295	1,2	0,148	1,348	1,15	+0,198
—	5,39	0,37	1,255	0,238	1,493	1,48	0,045

Если по оси абсцисс отложить углы крена φ , а по оси ординат плечо статической остойчивости r_i , то получим так называемую „диаграмму Рида“, которая наглядно показывает поведение судна при кренах. Так, на основе фиг. 140 легко заключить, что судно с диаграммой Рида *a* очень быстро реагирует на крен увеличением r_i и в плавании будет почти не подвержено качке; однако при кренах, больших φ_1 , судно все более теряет это качество и при кренах, больших φ_2 , опрокидывается.

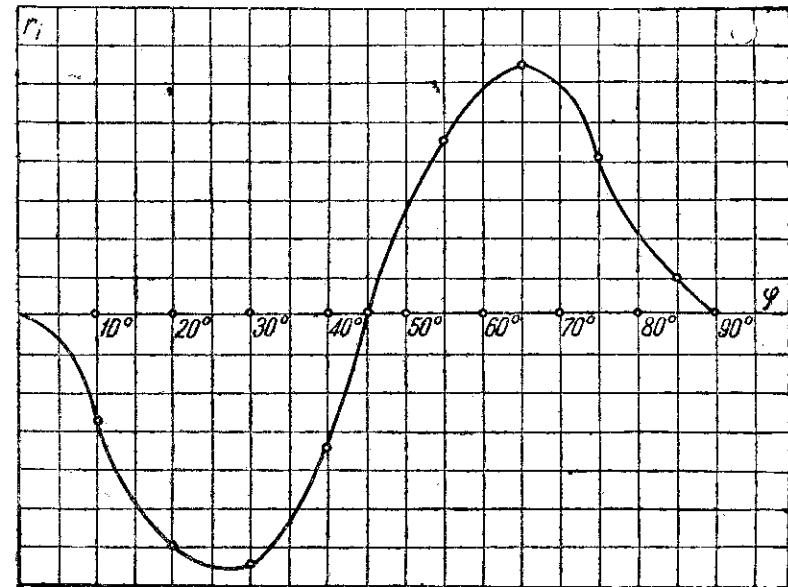


Фиг. 140. Диаграммы Рида для судов.

Наоборот, судно с диаграммой Рида *b* сначала почти не сопротивляется крену, но с увеличением крена плечо r_i прогрессивно возрастает, и нужна очень большая кренящая пара, чтобы судно ослабило сопротивление. Получается нечто вроде мягкого, но прочного буфера. Первое судно будет разбивать волны и должно быть достаточно прочно, второе будет „следить“ за волной.

На фиг. 141 приведена диаграмма Рида для призмы фиг. 138. Диаграмма показывает, что в начальном положении призма плавать не может ($r_i < 0$), а при повороте на 45° переходит в устойчивое равновесие.

В заключение приводим диаграммы Рида (фиг. 142) для одного из броненосцев.



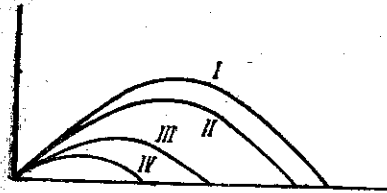
Фиг. 141. Диаграмма Рида для призмы.

Кривая I характеризует проектную диаграмму Рида для этого корабля. Кривая II—стойчивость при полной нагрузке угла действительного корабля.

Кривая III показывает остойчивость корабля при перегрузке. Кривая IV получилась в результате принятых сверхзапасов угля.

7. Определение метацентрической высоты по диаграмме Рида

При угле крена тела, равном $\varphi + \Delta\varphi$, предел отношения приращения плеча статической остойчивости Δr_i к приращению угла крена $\Delta\varphi$ дает выражение для метацентрической высоты h_{mc} , соответствующей заданному углу φ .



Фиг. 142. Диаграмма Рида для броненосца.

$$\lim \frac{\Delta r_i}{\Delta\varphi} = h_{mc} = h_m - h_c.$$

С другой стороны, по диаграмме Рида

$$\frac{dr_i}{d\varphi} = \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол наклона касательной к кривой, следовательно $\operatorname{tg} \alpha = h_{mc}$.

Иначе: тангенс наклона касательной диаграммы Рида к оси абсцисс

пропорционален метацентрической высоте, соответствующей данному углу.

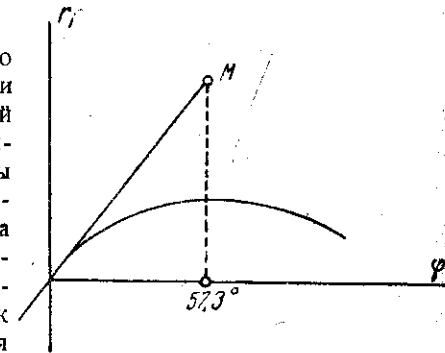
Но для малых углов выражение $r_i = h_{mc} \sin \varphi$ может быть переписано в виде:

$$r_i = h_{mc} \varphi,$$

где φ дано в градусах; выражая φ в радианах, получим:

$$\frac{r_i}{\varphi} = \frac{h_{mc}}{57,3} = \operatorname{tg} \alpha.$$

Отсюда следует, что достаточно на диаграмме Рида отложить по оси абсцисс отрезок, соответствующий углу $57,3^\circ$, и восстановить из полученной точки перпендикуляр, как мы получим начальную метацентрическую высоту, равную отрезку на перпендикуляре, отсекаемому касательной к начальной точке диаграммы Рида (фиг. 143). Тот участок диаграммы Рида, который сливается с касательной, показывает область применения метацентрической формулы поперечной остойчивости.



Фиг. 143. Начальная метацентрическая высота.

8. Динамическая остойчивость

Сделанные выше выводы об остойчивости тел относятся к случаю появления крена под действием статической нагрузки, т. е. такой, когда действующая сила нарастает без значительного ускорения от нуля до

максимума; при действии на тело внезапно приложенной силы значения угла крена будут иметь совершенно другие числовые величины.

Пусть фиг. 143а является диаграммой Рида для танка.

Допустим, что к танку мгновенно приложена пара, момент которой, будучи выражен через вес танка, даст плечо \overline{OK} .

Как видим, плечи приложенной пары и „пары поддержания“ (статической остойчивости) танка равны в точке M , но за время t , соответствующее углу поворота φ' , кренящая пара произвела работу, равную площади $OKM\varphi'$, а пара поддержания $OM\varphi'$, разность площадей $\Delta s = OKM$ указывает на ускоренное вращение танка, вследствие чего танк не остановится при крене на угол φ' , а отклонится дальше, причем здесь возможны три варианта:

1. Площадь $MNC > OKM$.

В этом случае танк, имея крен на угол φ'' , остановившись на мгновение, качнется уже влево за счет избытка пары поддержания; явление повторится в обратном направлении, и танк будет качаться до поглощения живой силы силами трения жидкости о корпус танка.

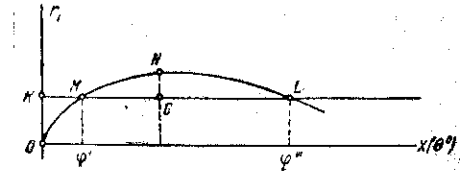
2. Площадь $MNI = OKM$.

В этом случае танк уже не вернется в вертикальное положение и будет плавать, накренившись на угол φ''' .

3. Площадь $MNI < OKM$.

При данном соотношении пар танк опрокинется.

Следовательно, статически и мгновенно приложенная пара, несмотря на равенство моментов, дает различные последствия и требует самостоятельного рассмотрения.



Фиг. 143а. Диаграмма Рида для танка.

9. Вход и выход танка из воды¹

Наиболее актуальным из раздела остойчивости танков является вход и выход из воды, и, так как этот вопрос имеет приложение только к танкам, то, следовательно, здесь мы уже ничего не можем заимствовать из теории корабля.

10. Определение угла подъема русла реки, при котором танк может выйти на берег

Прежде чем приступить к решению этого вопроса, надо установить, от чего зависит максимальный допустимый угол.

Если танк непроницаем для воды, или же возможная заливка водой через незакрытые люки сможет быть уничтожена водоотливными приспособлениями, то допустимый угол α подъема будет ограничен предельной силой тяги F , которую сможет получить танк от винта или гусеницы, с одной стороны, и величиной предельно допустимого крена α_m , за которым последует переворачивание танка, с другой.

¹ Более подробно данный вопрос изложен автором в журнале „Мотор“, 1935 г. № 11.

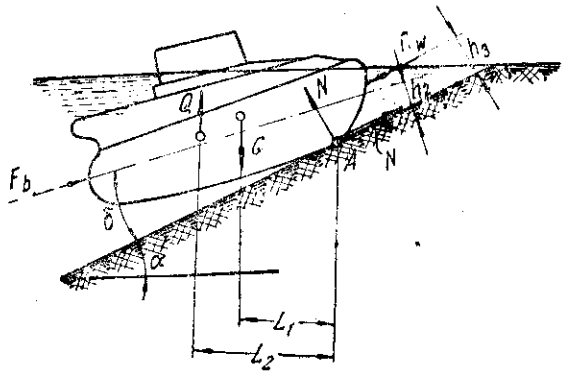
Здесь мы будем исследовать только первый случай: $\alpha = f(F)$, как наиболее вероятный.

Боковой крен танка будем принимать равным нулю.

Выход танка из воды расчленен на два периода:

- 1) от момента соприкосновения передней точки гусеницы с грунтом до соприкосновения с грунтом всей опорной поверхности (фиг. 144) и
- 2) от момента соприкосновения с грунтом всей опорной поверхности до момента выхода из воды.

I-й этап. Когда танк, коснувшись точкой A грунта, перемещается вперед под влиянием силы тяги винта, он в то же время вращается относительно передней оси опрокидывания A .



Фиг. 144. Выход танка из воды.

Силы, действующие на танк:

- Q — подъемная сила воды,
- F_b — сила тяги винта, равная const,
- G — вес танка, равный const,
- R_w — сопротивления воды движению танка можно также принять равными const,
- N — реакция грунта; $N = f(\delta)$,
- $N(k-\varphi)$ — сила тяги гусениц,
- k — коэффициент сцепления,
- φ — коэффициент сопротивления движению.

Неизвестные величины Q ; L_2 ; N ; α ; δ .

δ — текущее значение угла наклона танка в результате вращения относительно точки A .

Прежде чем танк будет опираться о грунт всей опорной поверхностью, он займет несколько промежуточных положений равновесия.

Реакция грунта N будет изменяться вместе с углом δ поворота.

Наличие реакции грунта обуславливается тем, что момент от веса уравновешивается моментом от силы поддержания Q_i при $Q_i < G$.

Для того чтобы определить реакцию N в функции угла поворота, поступаем так:

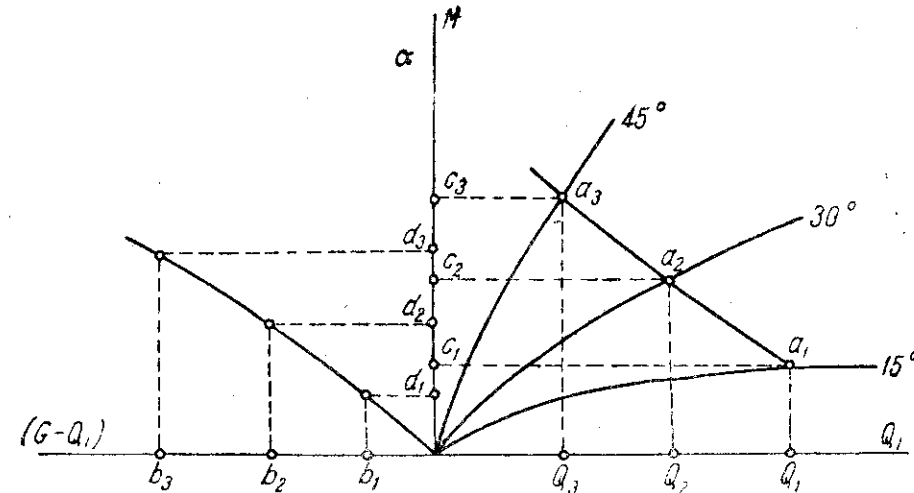
Ставим танк в наклонном по отношению к грунту положении, последовательно на 15° , 20° и 25° .

В целях сокращения работы это положение примерно должно быть таким, чтобы водоизмещение было не меньше начального.

Проводим ряд ватерлиний через заданное углубление h — каждую с таким расчетом, чтобы последняя ватерлиния приблизительно отсекала водоизмещение с такой силой поддержания, момент которой относительно точки A равен моменту от веса танка.

Расстояние между ватерлиниями определяется степенью и точностью производимых расчетов.

Для каждой ватерлинии подсчитываем водоизмещение и координаты центра водоизмещения от точки A ; для данного угла подсчитываем момент от силы веса GL_1 , где переменной величиной будет $L_1 = f(\alpha)$, после чего строим кривую (фиг. 145) момента поддержания $M = f(Q)$, как функцию силы Q поддержания.



Фиг. 145. Диаграмма для подсчета α_{\max} .

Построив кривые, наносим на ось ординат соответствующие моменты GL_1 для 15° , 20° и 25° (точки c_1 ; c_2 и c_3); пересечение горизонталей, проведенных через них, с соответствующими кривыми, дают точки a_1 ; a_2 и a_3 ; проектируя их на ось абсцисс, получаем отрезки OQ_1 ; OQ_2 и OQ_3 , которые в масштабе дают силы поддержания.

Откладываем от точек Q_1 , Q_2 и Q_3 влево отрезок l , соответствующий $Q = G$, получаем точки b_1 ; b_2 и b_3 .

Наносим на ось ординат в масштабе соответствующие значения углов δ ; по имеющимся координатам:

$$\alpha_1 \equiv od_1; \alpha_2 \equiv od_2 \text{ и } \alpha_3 \equiv od_3$$

Строим кривую

$$(G - Q_i) = f(\alpha).$$

Имея значение проекции реакции N на направление силы G и зная точку ее приложения, мы можем составить уравнение равновесия, отдельно

для каждого угла, и определить разность $k - \varphi$; если полученная разность не выходит за пределы фактической разности опытных коэффициентов, то при данном подъеме танк из воды выйдет, используя силу тяги гусеницы по сцеплению, считая мощность мотора достаточной.

В проделанном рассуждении не были учтены силы тяги винта и сопротивления воды движению танка; считая ту и другую постоянными по величине и точкам приложения, мы легко учтем их влияние, откладывая на оси ординат для проведения прямых $c_1 a_1$ моменты, равные

$$Gh_1 + R_w h_3 - F_b h_2 = M.$$

Зная Q , составим уравнения равновесия танка, исходя из чертежа (фиг. 144).

Уравнение проекций на ось X -ов:

$$-N\varphi + F_b - R_w - (G - Q)\sin\alpha + F = 0,$$

откуда

$$F = (G - Q)\sin\alpha + R_w - F_b + N\varphi.$$

Из уравнения проекции на направление N :

$$N = (G - Q)\cos\alpha,$$

откуда

$$k = \frac{F}{N} = \frac{(G - Q)(\sin\alpha + \varphi\cos\alpha) + R_w - F_b}{(G - Q)\cos\alpha}.$$

2-й этап разрешается как движение на подъем с постепенно возрастающей реакцией грунта, а потому всегда обеспечен, если первый этап пройден.

11. Вход в воду

В предположении герметичности танка на всю глубину погружения различие в условиях входа и выхода из воды заключается в следующем:

1) при входе винт действует только тогда, когда танк всей опорной частью гусениц сошел с берега и даже несколько продвинулся вперед; до этого тяга может быть создана только гусеницей;

2) вход в воду возможен при любом угле в пределах продольной остойчивости, и наконец,

3) при входе в воду можно использовать живую силу движения танка на берегу; чтобы предохранить при этом машину от чрезмерного зарывания носом, достаточно снабдить ее горизонтальным рулем (о чем подробнее будет сказано ниже) или иметь достаточную скорость.

Глава III

СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ ТАНКА

В тяговом расчете сухопутных машин сопротивление их движению определяется помимо качеств этих машин качествами грунта; с этой точки зрения из четырех свойств воды, заменяющей в нашем случае грунт, а именно: смачиваемости, сцепляемости, вязкости и тяжести, мы будем иметь в виду только два последние свойства.

Вязкость и тяжесть воды являются причиной затраты энергии на передвижение тел в воде.

Сопротивление от сил вязкости расчленяется на: а) сопротивление трения и б) сопротивление формы.

Благодаря силам тяжести воды перемещающееся в ней тело вызывает на водной поверхности волнообразование, на что требуется дополнительный расход энергии.

При определении сопротивления воды аналитическим способом поверхность воды принимается абсолютно плоской.

1. Общее выражение для силы сопротивления движению тела в жидкой или газообразной среде

Прежде чем говорить о способах подсчета слагающих сопротивления, предварительно составим общее выражение для определения его.

Будем считать, что сила сопротивления R связана с плотностью среды ρ линейными размерами L и скоростью v плавающего тела следующей зависимостью:

$$R = k\rho^x L^y v^z.$$

Неизвестные x , y и z легко определяются из условия тождественности размерности слева и справа, считая k отвлеченным числом, — коэффициентом пропорциональности приведенных величин;

$$R = mg = mLt^{-2},$$

где m — масса, а t — время.

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = mL^{-3}$$

и

$$v^z = L^z t^{-z}.$$

Подставив в выражение для R , получим:

$$mL t^{-2} = k m^x L^{-3x} L^y L^z t^{-z},$$

или

$$mL t^{-2} = k m L^{-3x+y+z} t^{-z}.$$

Приравнявая показатели степени каждого множителя правой и левой частей, получим:

$$x = 1, y = 2 \text{ и } z = 2.$$

Заменяя x , y и z их значениями в выражении R , получим:

$$R = k\rho L^2 v^2,$$

где коэффициент k есть функция сил вязкости линейных размеров тела и скорости перемещения; k имеет тождественное значение для динамически подобных сравниваемых тел и, как сказано, — величина отвлеченная.

2. Динамическое подобие

Под динамическим подобием двух геометрически подобных тел, обтекаемых потоком, понимается геометрическое подобие траекторий, описы-

ваемых частицами жидкости, при равенстве коэффициентов подобия k . Следовательно, если два тела динамически подобны, то отношение сопротивлений движению их таково:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{\rho_1 v_1^2 L_1^2}{\rho_2 v_2^2 L_2^2}$$

Не касаясь вывода, заметим, что если сопротивление обусловлено только силами вязкости, то

$$k = \frac{vL}{\nu},$$

где $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ и μ — коэффициент вязкости в $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}$. Коэффициент k в этом случае носит название *числа Рейнольдса*.

Если сопротивления вызваны только силами тяжести, то

$$k = \frac{v}{\sqrt{L}};$$

в обоих случаях v — скорость движения тела.

Последнее соотношение носит название *подобия Фруда*.

Следовательно, в первом случае отношение сопротивлений оригинала и модели

$$\frac{R}{R_m} = \frac{L^2 v^2}{L_m^2 v_m^2} = 1$$

и во втором

$$\frac{R}{R_m} = \frac{L^3}{L_m^3},$$

т. е. сопротивления относятся, как водоизмещения динамически подобных систем.

3. Сопротивление трения корабля

Под *сопротивлением трения* понимается проекция на направление движения всех касательных сил, действующих на смоченную поверхность корабля. Касательные силы возникают как между отдельными струями воды, так и между окружающей водной средой и кораблем; следовательно, при отсутствии волн и вихреобразований сопротивление трения складывается из: сопротивления трения примыкающего к кораблю слоя воды о его борты, сопротивления трения между отдельными слоями воды и, наконец, из работы нормальных сил. Последняя слагающая является следствием движения корабля. В судовой практике ею обычно пренебрегают, ввиду ее малости, а потому становится возможным экспериментальные работы вести при неподвижном корабле, обтекаемом потоком воды.

Первые опытные зависимости между сопротивлением трения и скоростью, длиной, а также гладкостью перемещающейся в воде поверхности дал английский инженер Вильям Фруд (1870—1875 г.).

4. Опыты Фруда

Для того чтобы получить сопротивление трения корабля, Фруд буксировал доски различной длины и гладкости с различными скоростями

в бассейне, отождествляя доску с кораблем. Доски, употребляемые Фрудом, имели незначительную толщину и скругленные кромки, так что поток, обтекающий доски, можно принять за поток двух измерений.

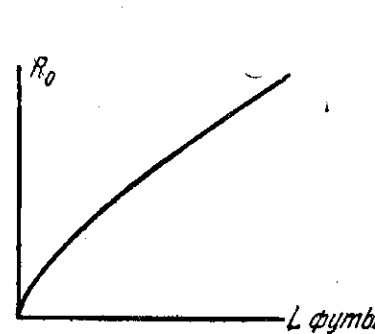
Опытами установлены два основных положения:

1) за пределами 15 м (50 фут.) от передней кромки сопротивление на единицу длины практически остается постоянным (фиг. 146), что объясняется наличием попутного потока жидкости, в результате которого относительная скорость между доской и жидкостью падает, а следовательно, сопротивление трения уменьшается;

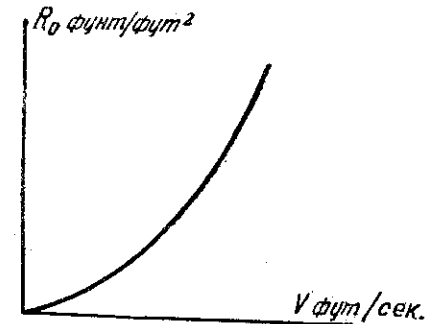
2) удельное сопротивление трения пропорционально степенной функции от скорости.

Последнее представлено на фиг. 147. Общее сопротивление выражено Фрудом формулой:

$$R = f S v^n,$$



Фиг. 146. Удельное сопротивление в функции длины доски.



Фиг. 147. Удельное сопротивление в функции скорости.

где R — сопротивление в фунтах,
 f — коэффициент $f \approx 0,02$,
 S — смоченная поверхность доски (корабля),
 v — скорость в фут./мин. и
 n — показатель степени; $n \approx 1,83$.

Написанная формула дана Фрудом, исходя из того, что f и n не зависят от скорости. Имея таблицу, мы можем подсчитать R для заданных условий движения корабля.

5. Другие работы по определению сопротивления трения

После Фруда работа по определению сопротивления трения не прекратилась. Очень большое распространение получили таблицы Тидемана, которые, надо полагать, созданы на основе опытов Фруда и содержат лишь накидку 8—12%.

На принципиально иной основе провел испытания Геберс (1921 г.), применив при буксировке досок метод подобия и обобщив свои результаты в виде формулы:

$$R = 0,0103 \rho S v^2 \left(\frac{vL}{\nu}\right)^{-0,125}$$

При совершенно гладких досках и непогруженной кромке Геберс получил среднее удельное сопротивление на 6—8% меньше Фруда. Следующей большой работой были опыты Кемпфа (1924 г.) по буксировке труб. На основе опытов Кемпф пришел к выводу, что удельное сопротивление не изменяется от положения элемента по длине тела за пределами 3—6 м от носовой части, т. е. принципиально—к тому же, что и Фруд. В заключение приведенных и многих других испытаний можно сделать вывод: удельное сопротивление движению тела, обтекаемого потоком двух измерений, зависит лишь от скорости v и смоченной поверхности S . В тех же случаях, когда поток, обтекающий тело, трехразмерный, соблюдение геометрического подобия для сравнения удельных сопротивлений необходимо.

Метод Фруда идет в обход метода экстраполяции согласно уравнению $k\rho S v^2 \left(\frac{vl}{\delta}\right)$ и, имея формулу $R = fsv^n$, дает возможность подсчета для танка слагающей сопротивления трения (помощью таблиц) без особых затруднений, ввиду чего мы его и рекомендуем там, где есть необходимость расчлененного подсчета сопротивления движению танка.

6. Метод испытания моделей

Моделью какого-либо тела называется другое ему подобное, т. е. такое тело, отношение геометрических размеров которого к соответствующим размерам другого есть величина постоянная. В тех случаях, когда необходимо определить сопротивление, вызванное силами вязкости, т. е. сопротивление трения и водоворотного, прибегают к методу испытания моделей, вполне погруженных в жидкость на такую глубину, чтобы не было волнообразований.

При этом, кроме геометрического подобия, для переноса результатов испытания модели на оригинал, необходимо соблюдение динамического подобия, т. е. соблюдение ранее написанного соотношения Рейнольдса:

$$\frac{v_1 l_1}{\delta_1} = \frac{v_2 l_2}{\delta_2}$$

Однако метод испытания моделей практически осуществить не так просто. В самом деле, если модель сделана хотя бы в $1/5$ натуральной величины, т. е. $\frac{l_1}{l_2} = 5$, и мы принимаем, что $v_1 = v_2$, т. е. испытание и плавание происходят в одной и той же жидкости, то получим:

$$\frac{v_2}{v_1} = 5,$$

следовательно, если $v_1 = 5$, то $v_2 = 25$ км/час.

Получить такую скорость в бассейне представляет уже большие затруднения. Другим неприятным моментом будет величина полученного сопротивления при буксировке модели на высоких скоростях. Эти сопротивления будут столь высокими, что вопрос крепления модели и замер сил также будет затруднительным.

7. Влияние конструкции танка на сопротивление трения

Из всего сказанного выше можно сделать вывод: чем больше смоченная поверхность тела (корабля, танка), тем больше сопротивления трения, при $v = \text{const}$. Но при одном и том же объеме смоченная поверхность может быть различной; таким образом с точки зрения сопротивления трения перед конструктором стоит вопрос, как при сохранении водоизмещения постоянным сделать смоченную поверхность минимальной. В применении к танку, корпус которого можно принять за ящик, вопрос сводится к соотношению между шириной B и глубиной погружения h , при которых величина $B + 2h$ будет минимальной.

Обозначая $B \cdot h = S$ и $B + 2h = p$ и исключая h , получим:

$$B + \frac{2S}{B} = p;$$

приравняв первую производную

$$p' = 1 - \frac{2S}{B^2}$$

к нулю, найдем:

$$B_2 = 2S, \text{ или } B = 2h.$$

8. Сопротивление формы

Сопротивлением формы называется проекция на направление движения равнодействующей нормальных давлений струй потока на смоченную поверхность корабля. Физический смысл этого вида сопротивления заключается в том, что, начиная с некоторой скорости, обтекающий поток изменяет свой режим струйного или турбулентного течения на течение с развитыми вихреобразованиями.

По мере обтекания потоком корабля расход энергии на образование вихрей увеличивается, и, если принять скорость потока и глубину его (напор) постоянными, то источником энергии на вихреобразование может быть только давление жидкости, которое к концу обтекания меньше, нежели в начальный момент.

Это заключение вытекает из уравнения Бернулли:

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho h + \epsilon = C,$$

выражающего собой закон сохранения энергии потока. Если два средних члена будут постоянными, то образование вихрей ϵ может происходить только за счет первого члена.

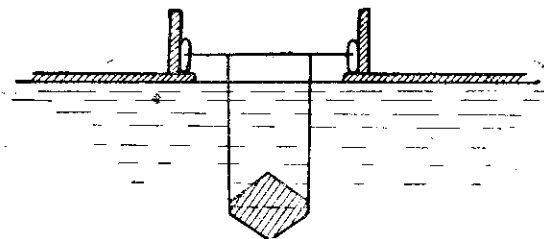
Следовательно, равнодействующая нормальных давлений на переднюю часть корабля неравна равнодействующей нормальных давлений на заднюю часть, т. е. получается торможение, называемое *сопротивлением формы*.

9. Методы определения сопротивления формы

Сопротивление формы можно определять двумя способами:

а) Буксировкой дублированной смоченной части модели корабля (танка), полностью погруженного в воду (фиг. 148) на такую глубину, при которой на поверхности воды не будет волнообразования.

Разность между полученным, таким образом, сопротивлением движению корабля и сопротивлением трения, подсчитанным по способу Фруда, дает искомое значение сопротивления формы.



Фиг. 148. Схема подводной буксировки модели.

б) Второй метод заключается в замерах давлений на буксируемом теле или модели в большом количестве точек; полученный спектр давлений дает возможность определить равнодействующую нормальных давлений на направление движения.

Математическая интерпретация по вопросу сопротивления формы отсутствует.

10. Влияние конструкции на сопротивление формы

То обстоятельство, что сопротивление формы есть результат неравномерности нормальных давлений на носовую и кормовую части корабля, а именно, понижение давления на корму говорит о необходимости плавных обводов кормы, как существенно влияющем элементе на сопротивление формы; и действительно опыты Гиль-Тау с движением зубчатого тела (фиг. 149) показывают, что при движении по стрелке сопротивление меньше, нежели в обратном направлении.

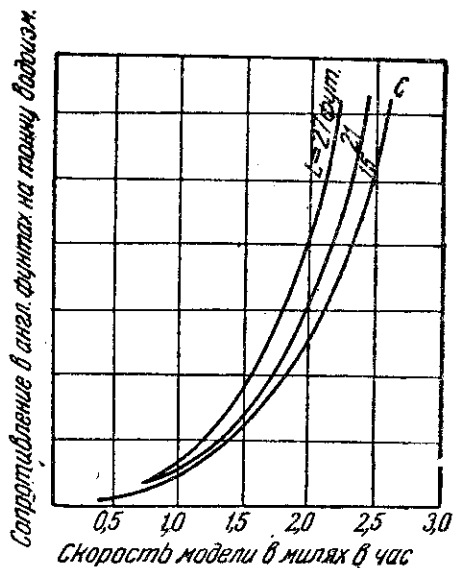


Фиг. 149. Зубчатое тело в опытах Гиль-Тау.

Чрезвычайно интересны опыты проф. Садлера (США), который буксировал в бассейне модели с одинаковой осадкой и шириной, но с различной длиной.

Ширина модели B равна 3 футам; осадка h равна 9 дюймам и длины L (фиг. 150) равны 15, 21 и 27 футам.

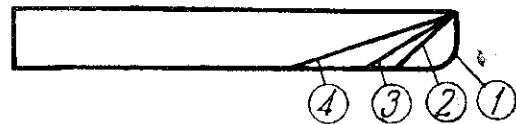
Как видно из диаграмм, наименьшее удельное сопротивление получено у модели с большей длиной. Не менее поучительной является вторая серия опытов проф. Садлера. Здесь мы имеем дело с буксировкой барж, имеющих различные очертания носовой части. Приводим здесь те из них, которые по своей конструкции приближаются к танкам. На фиг. 151 показаны ящикообразные суда, а на фиг. 152 и 153 — ре-



Фиг. 150. Данные опытов проф. Садлера.

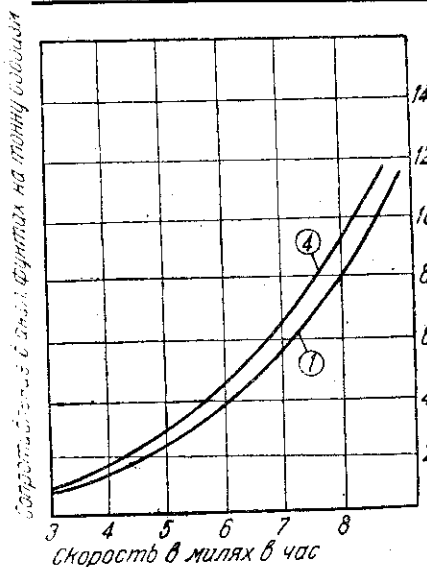
зультаты испытаний. На фиг. 153 показана зависимость сопротивления от глубины потока, что чрезвычайно важно для танков, преодолевающих в большинстве случаев мелководные пространства в 2—2,5 м (~7—9 фут.), т. е. как раз характеризуемые взлетом кривых сопротивления.

Не менее важное значение имеет влияние выступающих частей на сопротивление движению судна, так как танк, как ни одно судно, характерен выступающими частями (подвески, гусеничная лента, катки и т. д.). В этом смысле ценными являются ре-

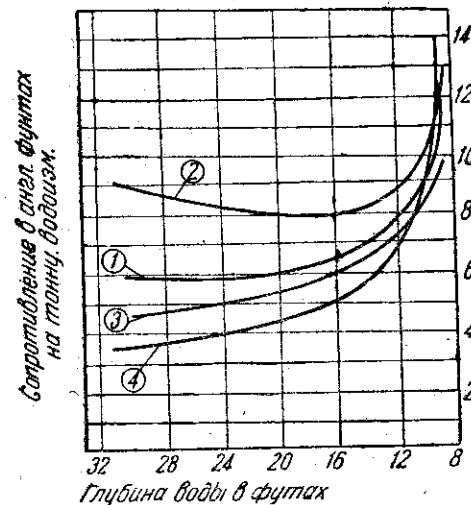


Фиг. 151. Обводы корпуса барж.

Осадка	Соответствующее водоизмещение в т	Запас пловучести		Смоченная поверхность	Скорость в узлах
		в т	в % от полного водоизмещения		
1,6	117	85	42	170	6,1
1,8	130	72	35,5	184	5,98
2,0	145	57	28	198	5,86
2,2	165	37	18,3	212	5,5
2,4	185	17	3,4	247	5,2
2,6	200	2	1	303	4,27
Полное погружение	202	0	0	303	3



Фиг. 152. Опыты Садлера.



Фиг. 153. Опыты Садлера.

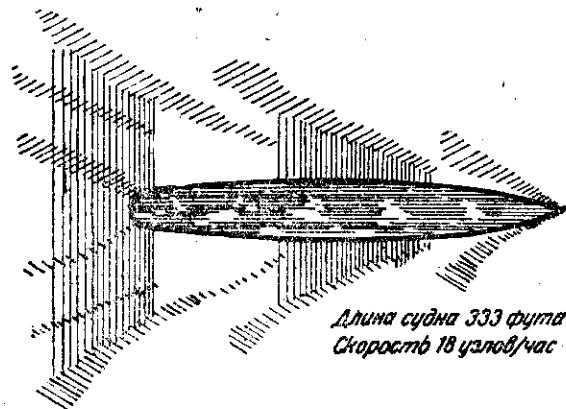
зультаты испытаний французами подводных лодок.

Как видим, смоченная поверхность от осадки, равной 2,6 м, до полного погружения практически осталась неизменной, а скорость уменьшилась с 4,27 узлов до 3, т. е. на 30%; еще более эффективно уменьшение скорости в промежутке от 3,4% запаса пловучести до полного погружения, когда скорость падает на 40%.

Здесь, несомненно, сказывается наличие выступающих частей (рубка, вооружение и т. д.).

11. Волновое сопротивление

При наличии волн поверхностью равного давления будет некоторая криволинейная поверхность, особенность которой заключается в том, что центр тяжести массы воды, охватываемой указанной поверхностью, расположен выше, чем в состоянии покоя.



Фиг. 154. Схема волн.

Следовательно, сущность волнового сопротивления заключается не в перемещении массы воды, а в изменении лишь формы ее поверхности. Смысл расхода энергии на волнообразование заключается в том, что скорость распространения волн меньше скорости корабля, а потому необходимо все время отдавать дополнительную энергию на „поддержанию“ волнообразований.

Волны, поднимаемые кораблем, делятся на два типа (фиг. 154): 1) расходящиеся волны и 2) поперечные волны.

Очагами волнообразований являются нос и корма корабля. Соотношение указанных типов волн определяется скоростью корабля: при малых скоростях корабля будут доминировать расходящиеся волны, а при больших — поперечные.

12. Методы определения волнового сопротивления

Единственный путь определения волнового сопротивления это — испытание моделей. Получив полное сопротивление модели, вычитают из него сопротивление трения; остающееся сопротивление состоит из сопротивления волнового плюс сопротивление формы. Для переноса результатов по определению остаточного сопротивления с модели на корабль

пользуются методом Фруда, т. е. соблюдается соотношение: $\frac{v}{\sqrt{gh}} = \text{const}$, после чего остаточные сопротивления, как уже раньше было сказано, относятся, как водоизмещения.

Применение метода Фруда при пересчете остаточного сопротивления с модели на корабль основано на двух допущениях, а именно:

а) сопротивление формы принимается подчиняющимся квадратичному закону, т. е. $R_1 = A\rho l^2 v^2$ и

б) коэффициент A при одночлене $\rho l^2 v^2$ принимается постоянным, независимо от скоростей для всех геометрически подобных систем, а поэтому как закон подобия Фруда, так и закон подобия Рейнольдса приводит к одинаковым результатам.

Характер зависимости остаточного сопротивления от скорости иллюстрируется (приблизленно) фиг. 155.

Как видим, кривая имеет несколько бугров и впадин. Волновое сопротивление имеет наибольшее значение на мелкой воде, при соблюдении равенства

$$v = \sqrt{gh},$$

где h — глубина потока.

В качестве наглядного примера приводим данные испытания одного из пароходов.

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления трения,

$$N_1 = 5660 \text{ л. с.}$$

Мощность, расходуемая на преодоление остаточного сопротивления,

$$N_2 = 2180 \text{ л. с.}$$

Если мы примем, что водоворотное сопротивление равно примерно 8% от сопротивления трения, то получим:

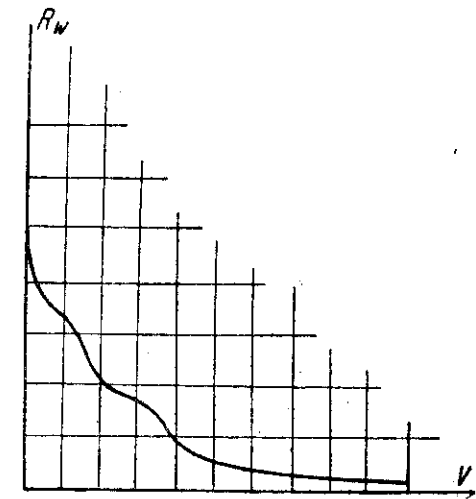
$$N_2' = 0,08 \cdot 5660 = 452,8 \text{ л. с.} \approx 453 \text{ л. с.}$$

Тогда волновое сопротивление

$$N_2'' = 2180 - 453 = 1627 \text{ л. с.}$$

Полная мощность, расходуемая на преодоление сопротивления воды движению корабля,

$$N = N_1 + N_2 = 7840 \text{ л. с.}$$



Фиг. 155. Кривая зависимости остаточного сопротивления от скорости.

Следовательно,

$$N_1 = 71\% \text{ от } N,$$

$$N_2' = 5,5\% \text{ от } N,$$

$$N_2'' = 23,5\% \text{ от } N.$$

Как и следовало ожидать, основным слагающим для океанских пароходов являются сопротивление трения и волновое.

Число Фруда

В смысле характеристики расхода мощности силовыми установками корабля на волновое сопротивление ярким показателем является числовая величина выражения $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ — число Фруда.

Для каждого класса кораблей имеется определенное число Фруда, которому соответствует наиболее благоприятный скоростный режим.

13. Использование данных теории сопротивления воды движению корабля для плавающих танков

Из всего сказанного о сопротивлении воды движению корабля надо сделать два вывода:

1) наиболее точный результат по определению сопротивления дает буксировка самого корабля;

2) в сопротивлении движению корабля при скорости 15—20 узлов в час основной слагающей является сопротивление трения.

Можно а priori сказать, что распределение слагающих сопротивления движению для плавающих танков будет обратным, а именно: а) сопротивление трения 5—10%; б) остаточное сопротивление 90—95%.

И это вполне понятно, так как танк по своей конфигурации, наполняя ящик, создает возможность образования развитых вихрей и падения давления за кормой.

С другой стороны, обилие выступающих частей само по себе будет увеличивать вихревое движение воды, доводя сопротивление формы до 45—55% от общего сопротивления. Следовательно, в танках основным вопросом будет вопрос о форме кузова и „сглаживании“ выступающих частей. Трудно сказать, по какому пути здесь надо идти: по пути укрытия ли выступающих частей, т. е. окружением машины элементарно обтекаемым футляром, или же путем изменения формы носа и кормы, оставляя подвеску снаружи.

Тот факт, что основным сопротивлением в танках является сопротивление формы, позволяет использовать таблицы Фруда и его закон подобия и сравнительно легко подсчитать по заданной мощности и водоизмещению танка скорость его движения на воде, зная сопротивление модели.

14. Методика экспериментальных работ по определению сопротивления воды движению танка

Экспериментальные работы по определению суммарного сопротивления для плавающего танка могут быть проведены двумя путями:

1) буксировкой опытного образца или его модели в натуральную величину и

2) буксировкой уменьшенной модели танка.

15. Методика буксирования танка

Наиболее точный результат, несомненно, будет при буксировке самого танка. Схема испытаний в этом случае такова:

Тягач — трактор или танк — на берегу соединен тросом с испытуемой на воде машиной; между машиной и тягачом включается самопишущий динамометр. Скорость движения буксируемой машины должна регистрироваться тахографом.

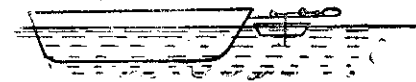
Отметим здесь то обстоятельство, что должна записываться именно скорость испытуемой машины, а не тягача, так как в каждый данный момент скорость этих машин, ввиду неравномерности движения, различна.

Имея показания динамометра и соответствующую запись тахографа, получим точки для кривой мощности сопротивления, от которой можем перейти к слагающим: сопротивлению трения и остаточному.

16. Буксировка модели

Схема буксировки модели примерно показана на фиг. 156.

На моторной лодке или понтоне (в зависимости от размеров модели) спереди крепятся две консоли, на которых устанавливается тележка, соединенная с неподвижно укрепленным к рельсам динамометром и моделью, опущенной на воду. При движении лодки модель под влиянием сопротивления воды стремится, толкая тележку, заставить ее катиться, и динамометр регистрирует сопротивление модели. Скорость движения при этом регистрируется каким-либо самопишущим прибором.



Фиг. 156. Буксировка модели.

17. Обработка результатов буксировки модели

Если полученное сопротивление r_1 модели на данной скорости v_1 при водоизмещении V_1 и сопротивление трения, определяемое по формуле и таблицам Фруда, r_f , то полное сопротивление действительного танка для соответственной скорости

$$R_0 = (r_1 - r_f) \frac{V_2}{V_1} + R_f,$$

где V_2 — водоизмещение танка и R_f — его сопротивление трению, подсчитанное тем же способом, что и для модели.

Преимущество способа испытаний модели заключается в отсутствии громоздкости и возможности обойтись малыми скоростями; недостатком же является условность теоретических предпосылок, принятых в основу теории подобия Фруда, и следовательно, отсутствия надлежащей уверенности в точности подсчета, чего, несомненно, легко избежать при первом способе испытаний.

Таблица данных Фруда

Род поверхности досок	Длина досок в футах								
	2 фута			8 футов			20 футов		
	<i>h</i>	<i>f</i>		<i>h</i>	<i>f</i>		<i>h</i>	<i>f</i>	
	Средн. знач.	д/послед. фута		Средн. знач.	д/послед. фута		Средн. знач.	д/послед. фута	
Лакированные.	1,00	0,0117	0,0111	1,85	0,0121	0,0088	1,85	0,0104	0,0089
Парафин . . .	1,95	0,0119	0,0115	1,94	0,01	0,0083	1,93	0,0088	0,0077
Оловянная фольга . . .	2,16	0,0064	0,0063	1,99	0,0081	0,0078	1,90	0,0089	0,0083
Коленкор . . .	1,93	0,0281	0,0234	1,92	0,0206	0,0166	1,89	0,0184	0,0155
Песок мелкий.	2,00	0,0231	0,0197	2,00	0,0166	0,0128	2,00	0,0177	0,0110
Песок средний.	2,00	0,0257	0,0208	2,00	0,0178	0,0139	2,00	0,0152	0,0133
Песок крупный.	2,00	0,0314	0,0251	2,00	0,0204	0,0148	2,00	0,0168	0,0140

При вычислении значения *f* скорость принята равной 1 узлу/час.

18. Способы приближенного аналитического определения сопротивления воды движению танка

Трудность аналитического подсчета сопротивления воды движению кораблей для танков чрезвычайно усугубляется обилием выступающих частей неправильной формы, что исключает возможность создания какой-либо обоснованной формулы для подсчета сопротивлений. Тем не менее для приближенных расчетов на основе ряда приведенных опытов можно предложить эмпирическую формулу, применимую к современным формам танков, в следующем виде:

$$R = 0,005 G v^{1,5},$$

где *G* — вес танка в кг
и *v* — скорость на воде в км/час.

Написанное соотношение применимо к танкам малого тоннажа, при скоростях не выше 8—9 км/час.

Глава IV

ТЯГА ПЛАВАЮЩИХ ТАНКОВ

Возможными механизмами для создания тяги у плавающих танков, очевидно, будут те, которые получили наибольшее применение в судах; сюда относятся:

1) гребной винт, 2) гребное колесо и 3) частично эжекторная тяга; своеобразным и применимым лишь для танков будет 4) гусеничный обвод (гусеничная лента) с гребными лопатками.

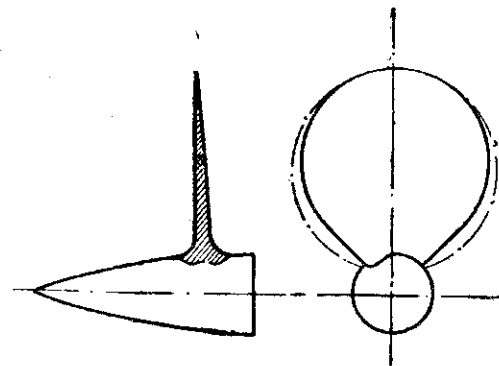
Все указанные способы „гидравлической тяги“ основаны на одном принципе создания скоростного потока воды от носа судна или танка к корме; реакция, которая при этом возникает на движителе, толкает корпус судна вперед.

Разберем принцип работы каждого механизма отдельно.

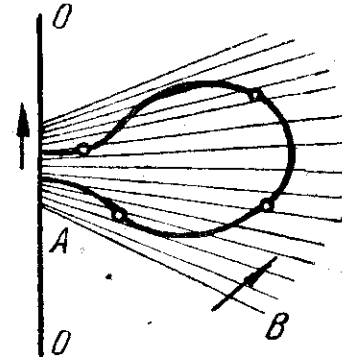
1. Гребной винт

Винт состоит из ступицы и лопастей (фиг. 157).

Ступица и лопасти отливаются вместе или порознь; во втором случае, меняя лопасти или их наклон, можно всегда подогнать винт к числу оборотов вала винта.



Фиг. 157. Схема винта.



Фиг. 158. Контур лопасти.

Образование поверхности лопасти

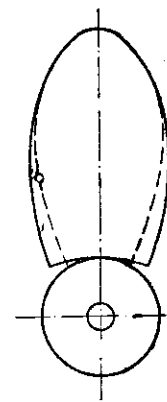
Поверхность лопасти винта, с постоянным шагом, образуется поступательным и вращательным движением прямой линии, расположенной под заданным углом к оси винта; этот угол в большинстве случаев равен 90°.

Полученная винтовая поверхность полностью в качестве гребной лопасти не применяется из-за большого поверхностного трения, низкого к. п. д. и конструктивных соображений (длинная и тяжелая ступица). Обычно лишь часть поверхности, вырезанная на небольшом угле по заданному контуру (фиг. 158), образует лопасть. При нескольких лопастях каждая из них принадлежит другой, параллельно работающей поверхности с тем же шагом.

Формы лопастей

Форма лопасти встречается самых разнообразных очертаний; наиболее употребительная из них — эллиптическая.

На фиг. 159 пунктиром показана проекция лопасти на плоскость винта и сплошным — развернутая на плоскость та же лопасть. Критерием выбора формы лопасти служит допустимая по местным условиям длина ступицы, толщина лопасти у основания и удельная нагрузка на единицу площади. Необходимо отметить, что вообще форма лопасти на к. п. д. винта существенного влияния не имеет.

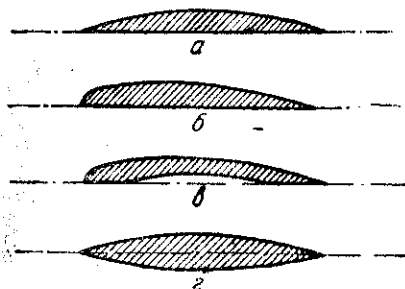


Фиг. 159. Проектированная и развернутая лопасть винта.

Профиль сечения лопасти

Под термином *профиль лопасти* подразумевается развернутое на плоскость сечение лопасти цилиндром, ось которого совпадает с осью винта.

В отношении профиля, в смысле их разнообразия, можно сказать то же, что и о форме лопасти.



Фиг. 160. Профиль сечения лопасти.

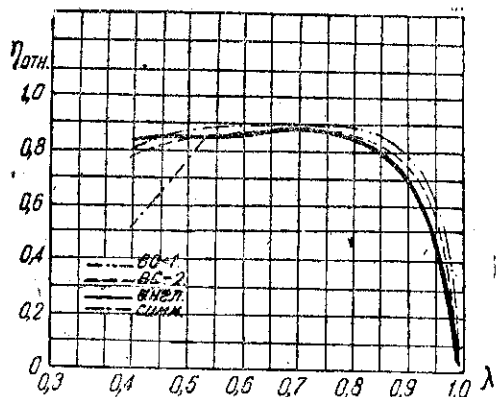
В практике наибольшее значение получил профиль в виде кругового сегмента *а* (фиг. 160), как наиболее простой в изготовлении; кроме того, применяются профили в виде самолетного крыла — *б*, выпуклый — *в* и двояко-выпуклый — *г*.

Для того чтобы иметь представление о влиянии профиля лопасти на относительный коэффициент винта

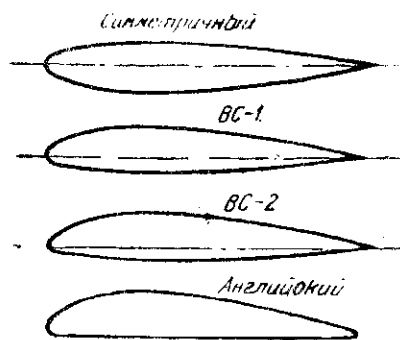
$$\eta = \frac{M - M_{пр}}{M}$$

где *M* — момент двигателя, а

M_{пр} — момент, учитывающий профильное сопротивление. Приводим на фиг. 161 данные испытаний ЦАГИ.



Фиг. 161. Данные опытов ЦАГИ.



Фиг. 162. Профили сечения лопастей испытываемых винтов.

Объектами испытаний были серии винтов четырех профилей, приведенных на фиг. 162. На оси абсцисс диаграммы отложена *относительная поступь*.

$$\lambda = \frac{v}{nD}$$

где *v* — скорость струи в плоскости винта с учетом попутного потока.

Приведенные кривые показывают, что очертание профиля лопасти мало влияет на качество винта.

2. Классификация гребных винтов

I. По направлению вращения винты разделяются на: винты а) правого и б) левого вращения, аналогично резьбе болтов, и винты: а) толкающие и б) тянущие, в зависимости от того, сзади или впереди судна они поставлены.

II. По шагу на: 1) винты с постоянным шагом и 2) винты с переменным шагом.

Обычно шаг возрастает от центра к периферии. При малых диаметрах особых преимуществ перед винтом с постоянным шагом переменный шаг не дает.

Наивысший к. п. д. винта не увеличивается при переменном шаге, но увеличивает в известных пределах свободу варьирования оборотов без ущерба для к. п. д. винта.

III. По количеству лопастей винты разделяются на: 1) двухлопастные, 2) трехлопастные и 3) четырехлопастные.

Чем меньше лопастей, тем больше к. п. д., но тем хуже равномерность хода и толкающего усилия.

IV. По применяемым материалам:

	Допускаемые напряжения	
	Сжатие	Растяжение
1) Чугунные	500 кг/см ²	180 кг/см ²
2) Стальные (литая сталь)	1200 "	800 "
3) Бронзовые (марганцевистой и фосфористой бронзы)	900 "	800 "

V. По форме и профилю сечения лопасти винты разделяются, как указано было выше.

VI. Винты с изменяемым на ходу шагом.

Ввиду того что скорость хода танка в зависимости от условий работы различна, а винт с определенной характеристикой дает хорошие результаты лишь при одной скорости, возникает необходимость изменять на ходу или диаметр, или наклон лопастей; первый путь, ввиду громадных центробежных сил, почти не осуществим, второй применяется в судах и в танках, давая добавочную возможность осуществить реверсивность хода.

3. Геометрические и кинематические характеристики гребных винтов

Диаметр. Одна из основных характеристик винта — диаметр *D*, под которым подразумевается диаметр окружности, описываемой наиболее удаленными точками лопастей.

Танковые винты имеют верхним пределом *D* ~ 0,5 м, судовые винты 0,5—7 м, самолеты 2—4 м и вертолеты до 14 м.

Шаг. Неменьшую роль в характеристике винта имеет шаг *H₁* винтовой поверхности лопастей.

Приближенное определение шага у готового винта может быть выполнено следующим образом: ставим ось винта перпендикулярно плоскости стола и проводим линию сечения; определяем расстояние *h₁* и *h₂* крайних точек сечения до стола и ширину — *b* проекции линии сечения на ту же плоскость стола; тогда

$$\frac{h_2 - h_1}{b} = \operatorname{tg} \theta$$

$$H_x = 2\pi r_x \operatorname{tg} \theta,$$

где r_x — радиус сечения.

Относительный шаг. Для конструкторов в смысле оценки качеств винта наибольшее значение имеет величина $\frac{H_1}{D} = h$, называемая *относительным шагом*. Для водяных гребных винтов $0,3 < h < 1,8$.

Отношение $\frac{h_x}{\pi} = \frac{H_x}{\pi D_x} = \operatorname{tg} \theta$ дает тангенс угла наклона сечения лопасти к плоскости винта на данном радиусе.

Не менее характерными показателями работы винта будут величины следующих трех площадей:

1. Площадь *проектированной поверхности лопастей* F_p , равная проекции лопастей на плоскость, перпендикулярную оси винта.

2. Площадь *развернутой поверхности лопасти* F_d , равная площади развертки лопаток на плоскость.

Как известно, винтовые поверхности разворачиваются на плоскость, если они образованы прямой линией; в противном случае необходимо поверхность разбить на элементарные частицы, развернуть каждую отдельно и просуммировать их площади.

3. Площадь диска F , равная площади круга, описанного концами лопастей.

Нормальное соотношение

$$\frac{F_p}{F} = 0,6.$$

Теоретическая скорость винта. Если бы винт вращался в воде, как в гайке, то имел бы скорость

$$v_T = H_1 n,$$

где n — число оборотов в секунду, а

v_T — скорость в м/сек.

Но так как вода не представляет твердой неподатливой среды, то фактическая скорость v будет меньше. Разность между теоретической и фактической скоростями $v_T - v = u$ есть скорость скольжения винта.

Отношение $\frac{v}{v_T} = \eta$ носит название *поступи винта*.

Отношение ее к диаметру винта $\frac{v}{\pi D} = \frac{H}{D} = \lambda$ называется *относительной поступью*.

Абсолютное и относительное скольжения винта. Отношение разности между теоретической и фактической поступями винта, т. е. $H_1 - H = S$ к номинальному шагу H_1 дает *относительное скольжение*, или, как принято называть в морском деле, *слип*:

$$s = \frac{S}{H_1} = \frac{H_1 - H}{H_1} = 1 - \frac{v}{H_1 n}.$$

У морских судов слип изменяется от 5 до 40%, у самолетов, смотря по типу — у истребителей от 0% до 15% и у тихоходных от 20 до 40%; у танков от 40 до 70%.

4. Работа винта

Работа винта заключается в сообщении судну или танку толкающего или тянущего усилия.

Несмотря на солидную давность существования винтов (1785 г.) и достаточную выявленность физической стороны явлений течения струй жидкости при работе винта, математическое оформление всего процесса работы настолько сложно и громоздко, что все расчеты производятся по приближенным формулам.

Основным принципом, который положен в основу всех старых теорий винта, служит взгляд на винт, как на тело, выходящее в жидкую среду.

На основе этого взгляда возник ряд теорий.

Наиболее обоснованная из всех существующих теорий винта: вихревая теория Жуковского и, как подсобная, — паральная теория Брикса и дающая лишь общие отправные положения для расчета винта — струйная теория.

Каждая из них требует большого экспериментального материала, благодаря чему последний играет основную роль при проектировании винтов; наиболее многочисленными и точными работами над винтами служат эксперименты Тейлора (США) и Шаффана (Германия). Здесь после кратких общих замечаний о работе винта приведены в самом сжатом виде выводы струйной теории (изложенные Bielen и Kármán).

5. Упорное давление

Упорным давлением P называется реакция воды на поверхность лопастей винта в направлении его оси. Упорное давление возникает за счет падения давления с одной стороны винта и увеличения с другой.

Представим себе спокойную воду и опустим в нее винт, соединенный через длинный вал с двигателем; пусть винт вращается. Если бы сопротивление движению винта было равно нулю и если бы сечение лопасти было симметричным, то и скольжение равнялось бы нулю, т. е. фактическая H и теоретическая H_1 поступи были бы равны.

Определим влияние скольжения на скорость струи потока воды, созданного винтом в тех же условиях.

При сопротивлении, равном нулю, фактическая и теоретическая скорости винта равны, т. е. $v = v_T = H_1 n$, следовательно, движения потока воды нет, и прращение количества движения воды во всех сечениях равно нулю.

Как только винт получит сопротивление движению, начнет двигаться в обратную сторону поток воды, т. е. появится скольжение винта, и количество движения станет различным в разных сечениях. Обозначим массу воды, протекающую через винт в единицу времени, через m , скорость скольжения — через $v_T - v = u$, тогда приращение количества движения будет mu ; но, так как количество движения равно импульсу силы, то

$$mu = Pt.$$

Если рассмотрение процесса отнести к 1 сек., то $t = 1$ и

$$mu = P.$$

Как видим, P есть функция m и u , т. е. P можно увеличивать или уменьшать как за счет m , так и u .

Скорость скольжения u таким образом характеризует ускорение, создаваемое винтом в потоке.

6. Характер изменения скорости потока воды относительно движущегося винта

Пусть скорость танка — v , скорость протекания воды через винт в плоскости винта — v_1 и относительная скорость за винтом — v_2 ; разность между ними $v_2 - v_1 = u$. Найдем связь между v_2 , v_1 , v и u .

Как было сказано, $P = mu$; с другой стороны, изменение живой силы потока в единицу времени равно мощности, расходуемой на перемещение танка:

$$\frac{m}{2} [(v + u)^2 - v^2] = \frac{m}{2} (u^2 + 2vu),$$

которую можно выразить через произведение из упорного давления P на скорость v_1 протекания воды через винт

$$Pv_1 = muv_1 = \frac{m}{2} (u^2 + 2vu),$$

откуда

$$v_1 = v + \frac{u}{2},$$

т. е. скорость потока увеличивается в равной степени до и после винта; это как раз согласуется с понятием или определением упорного давления, предусматривающим падение давления перед винтом ниже гидростатического, что и вызывает подтекание воды, называемое подсасыванием. Приведенный вывод (2) был предметом длительной дискуссии и лишь последние десять лет стал общепринятым фактом.

Из предыдущего следует, что при $v_1 = \text{const } v = v_1 - \frac{P}{2m}$, т. е. чем больше P , тем больше проскальзывание винта и тем меньше скорость хода танка.

Выше учитывалось только изменение скорости в аксиальном направлении, но аналогичное проскальзывание будет и при вращении. Частицы воды, увлекаемые винтом, снижают угловую скорость винта относительно окружающей воды. Подобными же рассуждениями можно доказать, что угловая скорость винта относительно воды

$$\omega_0 = \omega - \frac{\omega'}{2},$$

где ω' — изменение скорости вращения потока.

7. Работа элемента винта

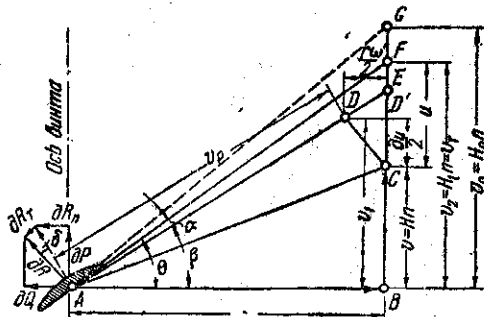
Вырежем двумя, рядом расположенными, с промежутком Δr , цилиндрическими поверхностями элемент лопасти, имеющий угол наклона с плоскостью винта θ и развернем его на плоскость (фиг. 163).

Если повернуть винт в течение единицы времени на некоторый угол, то полученное сечение будет обладать скоростью v_p , составляющие которой — окружная $v = 2\pi n$ и осевая $v = Hn$.

В случае нулевого сопротивления движению винта направление замыкающей скоростного треугольника совпадает с рабочей поверхностью AF ; в силу же наличия приращения окружных DD' и аксиальных FC скоростей струй воды, протекающих через винт, скоростной многоугольник изменится на $ABD'B$.

Угол α , образуемый направлением результирующей скорости v_p с линией AF наклона лопасти к диску винта, называется *углом атаки*.

Таким образом наличие угла атаки α связано с наличием скольжения u или упорного давления P , и наоборот.



Фиг. 163. Схема работы элемента винта.

8. К. п. д. идеального винта

К. п. д. винта (двигателя) состоит из двух частей: гидравлического к. п. д., учитывающего потери на закручивание $\frac{\omega'}{2}$ и отбрасывание $\frac{u}{2}$.

Дадим определение к. п. д. винта без учета механических потерь и потерь на трение лопасти о воду.

Обозначим подводимую к винту мощность через $N = M\omega$, где M — момент, необходимый для вращения винта, а ω — угловая скорость.

Расходуемая мощность состоит из:

1) мощности на передвигание танка

$$\frac{Pv}{75} = N_1;$$

2) мощности на сообщение дополнительной аксиальной скорости воде

$$\frac{Pu}{2} = N_2$$

и 3) мощности, расходуемой на закручивание струи,

$$\frac{M\omega'}{2} = N_3.$$

Следовательно, к. п. д.

$$\eta_i = \frac{N_1}{N_1 + N_2 + N_3} = \frac{Pv}{Pv + P\frac{u}{2} + M\frac{\omega'}{2}},$$

но

$$P \cdot v + P \frac{u}{2} + M \frac{\omega'}{2} = M\omega,$$

или

$$M\left(\omega - \frac{\omega'}{2}\right) = P\left(v + \frac{u'}{2}\right);$$

после замены P его значением в выражении η_i получим:

$$\eta_i = \frac{v}{v + \frac{u}{2}} \cdot \frac{\omega - \frac{\omega'}{2}}{\omega} = \eta_a \cdot \eta_u.$$

Полученный к. п. д. носит название индуктивного к. п. д. После ряда преобразований η_i может быть выражен в виде:

$$\eta_i = \eta_a \cdot \eta_u = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma}} \left(1 - \frac{\sigma \lambda^2}{2}\right),$$

где выражение $1 - \frac{\sigma \lambda^2}{2}$ получено приближенно, при наличии нескольких допущений;

$$\sigma = P \cdot \frac{\gamma F v^2}{2g},$$

где γ — удельный вес воды в $кг/м^3$,

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь диска винта в $м^2$,

$\lambda = \frac{v}{nD}$ — относительная поступь.

Как видно из полученной формулы, с увеличением так называемого упорного давления, η_i падает так же, как с увеличением λ , т. е. с уменьшением числа оборотов.

Зная требуемое упорное давление, число оборотов винта, скорость поступательного движения и диаметр, можно определить η_i .

9. К. п. д. винта с учетом потерь на трение лопасти о воду

Влияние силы трения ∂R скажется в том, что подъемная сила ∂P (см. фиг. 163) воды будет направлена не нормально к направлению относительной скорости лопасти, а под некоторым углом, ввиду наличия сил трения, так что в результате получим две составляющих: \perp и \parallel элемента рабочей поверхности. В итоге к. п. д. винта с учетом сил трения выразится так:

$$\eta = \eta_i \frac{1 - 2\Sigma\lambda'}{1 + \frac{2}{3}\frac{\Sigma}{\lambda'}}.$$

Член $\frac{1 - 2\Sigma\lambda'}{1 + \frac{2}{3}\frac{\Sigma}{\lambda'}}$, выведенный приближенно при ряде допущений, носит название коэффициента совершенства, коэффициента качества винта или относительного к. п. д.;

$$\Sigma = \operatorname{tg} \gamma$$

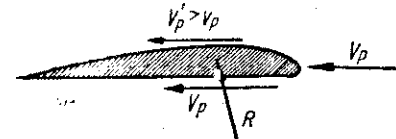
где γ — угол планирования, равный отношению $\frac{\partial R_T}{\partial R}$. Сопротивления трения к подъемной силе

$$\lambda' = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\eta_i}.$$

При несимметричном сечении фактическая поступь H_0 больше теоретической при упорном давлении, равном нулю; указанная поступь называется *динамическим шагом*.

В этом случае даже при нулевом угле атаки упорное давление будет иметь место.

В самом деле, пусть мы имеем развернутый на плоскость профиль лопасти (фиг. 164); при набегании струи жидкости на профиль, частицы, идущие по одну и другую стороны сечения лопасти, имеют различные скорости, в результате чего получается падение давления (разрежение), и винт получает толкающее усилие при нулевом угле атаки.



Фиг. 164. Угол атаки.

10. Более простые способы определения к. п. д. винта

Пусть теоретическая скорость поступательного движения винта (без учета скольжения) $v_T = Hn$, скорость движения танка — v , скорость скольжения $u = v_T - v$ и упорное давление $P = mu$, где m — масса воды, отбрасываемая винтом в секунду.

Условно допускаем, что скорость увеличивается только в плоскости винта, тогда полезная мощность

$$N_1 = Pv = muv.$$

Полная мощность, отдаваемая винту,

$$N_s = Pv_T$$

и к. п. д.

$$\eta = \frac{N_1}{N_s} = \frac{Pv}{Pv_T} = \frac{v}{v_T}.$$

Ввиду ряда допущений приведенный к. п. д. часто называют условным.

Пример. Имеем винт $D = 0,5 м$; $H = D = 0,5 м$; при $n = 1900$ об/мин. скорость танка $v = 6 км/час$.

$$v_T = Hn = \frac{1,5 - 1900}{60} = 15,8 м/сек;$$

$$v = \frac{6}{3,6} = 1,66 м/сек;$$

$$\eta = \frac{v}{v_T} = \frac{1,66}{15,8} = 0,105,$$

т. е. только 10,5% подводимой мощности расходуется на полезную работу, остальная часть энергии уходит на отбрасывание воды и закручивание, т. е. на сообщение жидкости ускорения.

Вполне естественно, что приведенный метод может быть использован только для грубых подсчетов.

11. Влияние на к. п. д. винта расположения его за кормой корпуса танка

Работа изолированного винта, как это обычно бывает при испытаниях, отличается от условий работы за кормой.

Добавочными условиями будут два:

1) присасывание винта к корпусу танка, благодаря разрежению между кормой и винтом, вследствие чего вместо упорного давления P , равного сопротивлению W_e движения танка, винт должен развивать

$$P_0 = P + tP_0,$$

$$R = P_0(1 - t),$$

где t — коэффициент засасывания винта;

2) корпус создает попутный поток, т. е. вместе с корпусом в сторону движения танка перемещается некоторая масса воды с некоторой скоростью.

Попутный поток создается за счет двух факторов:

а) наличия трения между водой и корпусом,
б) стремления окружающей воды занять освободившееся пространство в объеме подводной части корпуса танка.

От трения между корпусом и водой создается попутный поток со скоростью v_w , так что скорость протекания воды через винт будет равна разности

$$v - v_w = v(1 - w).$$

Отношение

$$\frac{v}{v(1 - w)} = \frac{1}{1 - w}$$

называется коэффициентом влияния попутного потока.

Суммарный коэффициент влияния корпуса

$$\eta_k = \frac{1 - t}{1 - w},$$

так что суммарный к. п. д. для винта

$$\eta_c = \eta \cdot \eta_k.$$

В большинстве случаев условно принимают, что

$$1 - t = 1 - w,$$

т. е. винт, работающий изолированно, и за кормой находится в идентичных условиях в смысле к. п. д.

Практика показывает, что при плавных обводах корпуса $t > w$, примерно, в таком соотношении:

$$t = w + (0,02 \text{ до } 0,08).$$

Из выражения суммарного коэффициента влияния корпуса видно, что, чем больше коэффициент попутного потока, тем больше общий к. п. д. винта.

Но, так как большой попутный поток требует большей затраты энергии, то общий расход мощности возрастает. Тейлор дает две формулы для определения w :

Для одновинтовых судов

$$w_1 = \frac{10\delta_1 - 1}{20}$$

и для двухвинтовых

$$w_2 = \frac{11\delta_2 - 4}{20},$$

где δ — коэффициент полноты подводной части корпуса судна, т. е. отношение подводной части к призме, построенной на ее габаритных размерах.

Приводим некоторые данные по определению w в %:

	w_1	w_2
1. Глисеры	1	1
2. Катера с V-образным дном очень быстроходные	5	2
3. Промежуточный между V и □ тип	8	5
4. Катера с □-образным дном тихоходные	20	10
5. Катера с круглым дном очень быстроходные	6	3
6. Катера с круглым дном тихоходные	22	10
7. Тяжелые широкие рабочие лодки	28	15

12. Особые замечания о влиянии конструкции кормы на к. п. д. винта

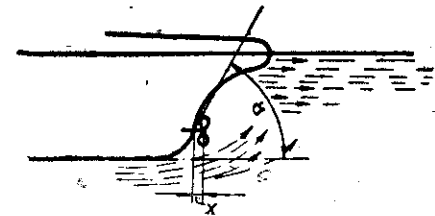
Помимо перечисленных факторов, на к. п. д. винта влияют, и очень сильно, конфигурация кормы и удаление винта от поверхности ее. Пусть мы имеем обычное очертание кормы танка и смонтированный на ней винт (фиг. 165).

Если скорость каким-либо образом уже создана, то при большом угле α и малом x струи воды, выходящие из-под днища, не будут задевать винт, а значит, он самостоятельно не мог бы создать такую скорость.

Следовательно, желательно иметь малый угол α и достаточно большое значение x ; но первое увеличивает неиспользованное пространство в корпусе танка, а второе вызывает опасность поломки винта на суше. Только опыт позволяет удовлетворительно сочетать все противоречивые условия работы винта в требуемом соотношении.

В тех случаях, когда по конструктивным соображениям корма танка имеет близкую к вертикальной форму, в корме делают специальные углубления — тоннели, в которых и помещают винт.

По тем же соображениям приходится диаметр винта у танков ограничивать, примерно, в пределах до 0,5 м, что при большом упорном давлении и большом числе оборотов винта, независимо от конструктора, обуславливает ничтожный к. п. д. танкового винта.



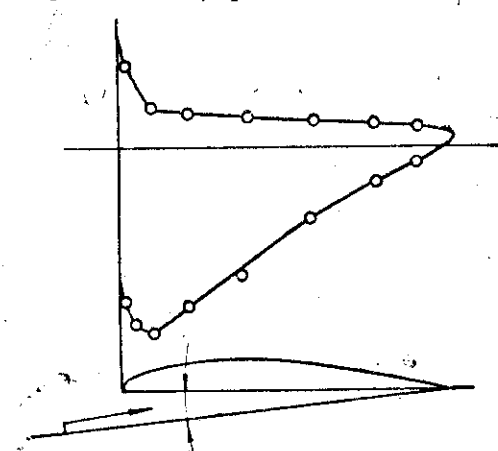
Фиг. 165. Поток воды к винту за кормой.

Винт ставят так, что упорное давление получается, как разрежение с выпуклой стороны лопастей винта и повышение давления со стороны плоской. На фиг. 166 показано распределение отношения давления P к скоростному напору $q = \gamma \frac{v^2}{2}$ по поверхности лопасти.

С возрастанием числа оборотов понижение давления перед передней поверхностью лопастей может снизиться до давления паров воды при данной температуре или растворенных в ней газов; тогда передняя поверхность лопасти будет работать вхолостую и упорное давление будет создаваться только задней стороной лопасти.

Указанное явление называется *кавитацией*.

Из опыта установлено, что кавитация наступает при окружной скорости винта, равной 40—55 м/сек, и увеличивается при наличии скольжения выше 20%. Вообще говоря, кавитацию установить довольно трудно, и наилучшим показателем ее определения будет диаграмма толкающего усилия, которая при наличии кавитации дает уменьшение упорного давления.



Частичную кавитацию можно сравнить с неполной детонацией двигателя: как та, так и другая незаметны, но в то же время дают резко отрицательный результат.

Эмпирическая формула для определения критических чисел оборотов винта, выше которых винт кавитирует,

$$n_k = \frac{500}{D} \left(\frac{F_d}{A} \cdot \frac{1}{z} \cdot \frac{D}{H_0} \right)^{\frac{1}{3}} (10 + 0,55 h)^{\frac{1}{2}},$$

где F_d — полная площадь спрямленных лопастей винта,

F — площадь диска гребного винта,

z — число лопастей,

H_0 — шаг нулевого упора,

h — среднее углубление танка в м.

Пример. Определим w_k для танкового винта с характеристикой:

$$\frac{F_d}{F} = 0,25; \quad z = 2; \quad D = 0,5 \text{ м};$$

$$H_0 = H_1 + 0,1 H_1 = 0,6 \text{ м}; \quad h = 1 \text{ м};$$

получим:

$$n_k = \frac{500}{0,5} (0,25 \cdot 0,5 \cdot 0,83)^{\frac{1}{3}} (10 + 0,55)^{\frac{1}{2}} \approx 1510 \text{ об/мин.}$$

Как видим, фактическое число оборотов на прямой передаче значительно превышает полученную цифру и тем самым предопределяет неизбежность наличия кавитации.

Помимо высоких чисел оборотов, кавитация возникает также при большой удельной нагрузке. Как приближенное решение можно рекомендовать соблюдение отношения

$$\frac{P}{F_p} \approx 0,7 - 0,9 \text{ кг/см}^2.$$

У гребных винтов обычно

$$F_p = 0,6 F,$$

откуда

$$\frac{P}{F} = 0,42 - 0,54 \text{ кг/см}^2.$$

Приведенные цифры даны как максимально допустимые.

14. Задачи проектирования и подбора гребных винтов

Так как мощность двигателя, число оборотов и сопротивление движению, а также диаметр винта являются в большинстве случаев готовыми данными для конструктора, то в его распоряжении остаются три параметра:

- 1) распределение упорного давления,
- 2) выбор профиля,
- 3) число лопастей.

Условие наиболее выгоднейшего распределения упорного давления обеспечивается сохранением $\eta_i = \text{const}$ на разных радиусах.

Наиболее выгоднейшее соотношение между числом оборотов и диаметром винта в функции упорного давления дается Папмелем в виде

$$n^2 D^2 \approx \frac{P}{20}.$$

При $P = 300 \text{ кг}$, $D = 0,5 \text{ м}$, $n \approx 700 \text{ об/мин}$.

Практически же двигатель при $P = 300 \text{ кг}$ имеет 1900 об/мин.

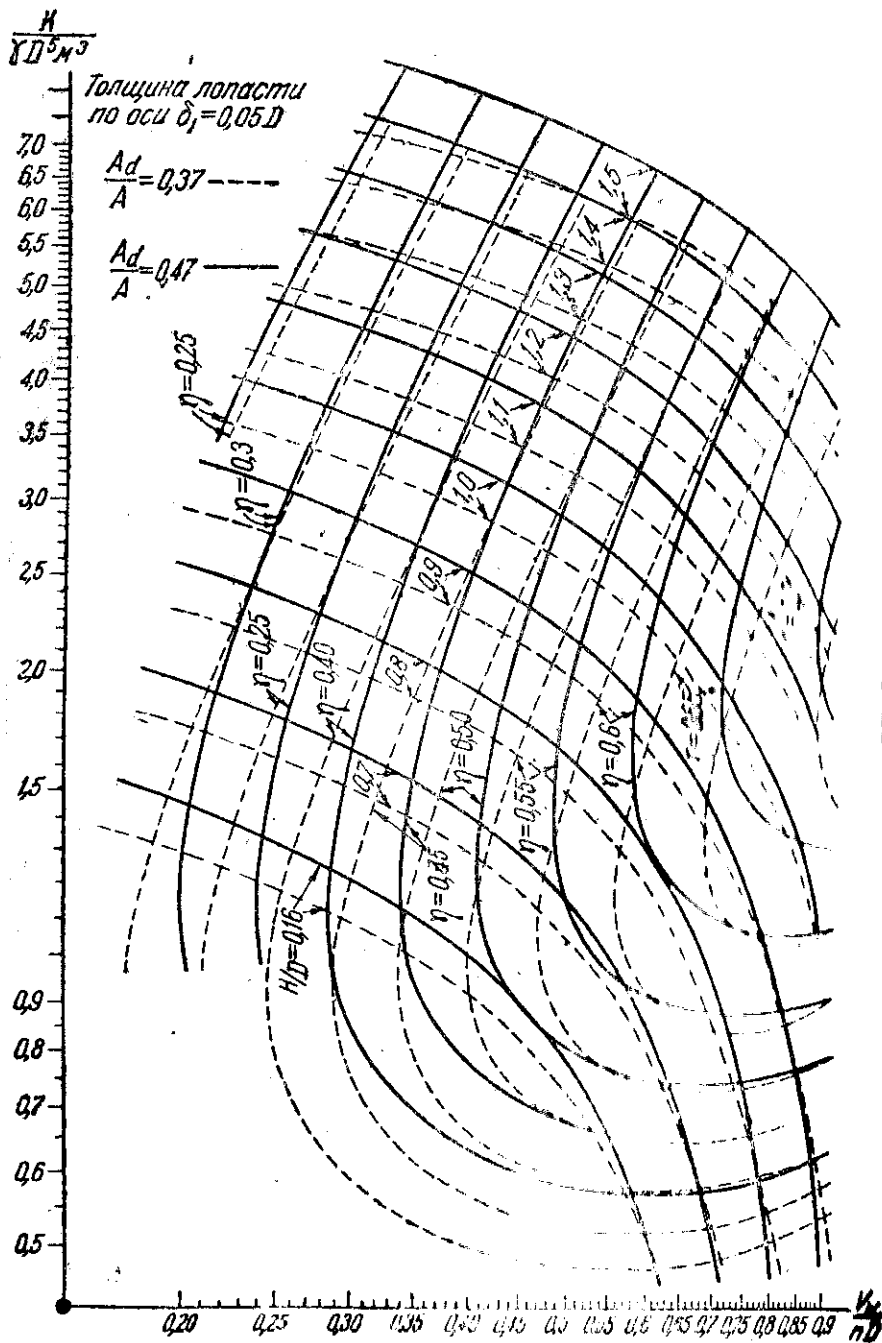
В самом общем смысле задача подбора винта заключается в том, чтобы винт с диаметром D , не превышающим некоторого предела, при числе оборотов коленчатого вала n и мощности на валу винта N , снимал соответствующий момент, не снижая числа оборотов, при наибольшем полезном действии.

При наличии редуктора с несколькими передачами необходимо подбирать винт для каждого из режимов или также для одного наиболее ответственного.

Подбирать винт, это значит — выбрать один из семейства винтов. Семейством винтов, или серией называется совокупность винтов с рядом постоянных параметров и одним или двумя или больше переменными.

Примером семейства винтов с одним переменным параметром могут служить винты, имеющие переменный шаг.

Материалом для подбора винтов могут служить диаграммы испытаний д-ра Шафрана (Германия) и Тейлора (США), но в непосредственном виде ими, по причине их громоздкости, обычно не пользуются.



Фиг. 167. Диаграмма Шимидта.

Наибольшей сжатости и точности в обработке диаграмм Шафрана достиг д-р Вильгельм Шмидт, вследствие чего мы приведем одну из них, с указанием техники пользования ею (фиг. 167).

По оси абсцисс с логарифмической шкалой отложена относительная поступь

$$\frac{v_w}{nD} = f.$$

По оси ординат

$$\frac{v}{n^2 D^5} = l.$$

При пользовании диаграммой по заданным N , D , n и V вычисляют f и l и по диаграмме находят точку, которая определяет D и η .

Так как D и n на практике могут несколько варьироваться, то для того, чтобы определить, как влияет изменение их на к. п. д. и $\frac{H}{D}$, проводим через полученную точку прямые под углом, где $\operatorname{tg} \alpha_1 = 5$ и $\operatorname{tg} \alpha_2 = 3$ и, откладывая на первой из них $\lg(D_2 - D_1)$ и на второй $\lg(n_2 - n_1)$, установим степень влияния их величин.

Пользование диаграммой Шмидта покажем еще на примере.

Пусть дано:

- 1) водоизмещение 3,5 т,
- 2) скорость $v = 20$ км/час,
- 3) $D_{\max} = 0,55$ м,
- 4) мощность = 50 л. с.,
- 5) число оборотов $n = 1300$,
- 6) число лопастей $z = 3$,
- 7) попутный поток $w = 15\%$.

$$v_w = \frac{v}{3,6} (1 - w) = \frac{20 \cdot 0,85}{3,6} = 4,7 \text{ м/сек}^2,$$

$$n = \frac{1800}{60} = 30 \text{ об/сек.}$$

Примем предварительно $D = 0,5$ м, тогда

$$\frac{v_w}{nD} = \frac{4,7}{30 \cdot 0,5} = 0,313,$$

$$\frac{N}{\rho n^2 D^5} = \frac{50}{0,1 \cdot 27000 \cdot 0,031} = 0,61.$$

Плотность

$$\rho = 0,1 \frac{\text{т} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^3}.$$

Откладывая полученные величины на диаграмме, получим точку, расположение которой определят $\frac{H}{D} \approx 0,4$ (выпало) и $\eta = 0,42$, что вполне естественно, поскольку $\frac{H}{D}$ сравнительно мало. После окончательного выбора диаметра необходимо винт проверить на кавитацию.

15. Как можно повысить к. п. д. винтов плавающих танков?

Если иметь в виду только винт без учета танка, то для повышения к. п. д. возможны два пути: а) установка контр-пропеллера и б) установка приспособления, помощью которого можно уменьшить скорость отбрасываемой струи.

1-й способ не эффективен, так как он повышает к. п. д. всего на 5—8%.

2-й способ может обеспечить повышение к. п. д. на 30—45%.

16. Эжекторная тяга

Смысл механизмов, создающих струйную (эжекторную) тягу, заключается в создании струи жидкости, имеющей скорость, большую, нежели судно; полученная струя, ударяясь в окружающую водную сферу, создает реакцию, толкающую судно вперед.

Следовательно, принципиально схема сводится к двум насосам: один из них забирает воду, а другой выбрасывает, но вообще обе функции может выполнять и один насос. Вода поступает в насос через входные отверстия сбоку или впереди и затем выбрасывается через отверстие в корме.

Приводим таблицу сравнительных данных двух судов, оборудованных — одно эжекторной тягой, другое винтом.

Характер тяги	Длина м	Ширина м	Осадка м	Водоиз- мещение м ³	Индикатор- ная мощ- ность л. с.	Скорость (узлы)
Винтовая тяга	19,2	2,28	1,12	12,89	170	32,1
Эжекторная тяга	20,24	2,28	0,76	14,4	160	23,4

Вообще надо сказать, что помимо общих затруднений (которые ведут к усложнению конструкции) при реверсивности хода, суда с эжекторной тягой дают чрезвычайно низкий общий к. п. д. (примерно 0,25—0,3) и главным образом за счет низкого к. п. д. насосов.

В смысле использования эжекторной тяги для плавающих танков необходимо отметить одну богатую возможность, которую может дать этот вид движения — возможность изменения осадки при выходе на берег, когда, направляя струю под определенным углом к горизонту, можно опустить корму и поднять нос, приподняв вообще всю машину; не входя в обсуждение конструктивных сложностей при решении указанной проблемы, отметим ее как вероятность.

17. Гусеничная лента с гребными лопатками

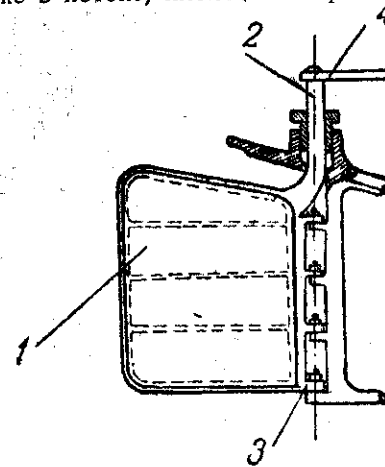
Вопрос использования гусеничной ленты на суше и в воде в качестве движителя практически еще не разрешен.

Причин к тому две:

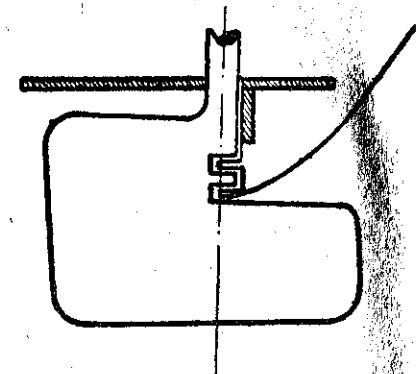
а) трудность конструирования звена, которое создает тягу на поле, но не разрушает грунта при движении по земле;

б) конструктивно недопустимо высокое расположение верхней ветви гусеничной ленты.

Кроме того, гусеничная лента вообще как водный движитель будет создавать тягу 2—3 лопатками, поскольку все другие будут двигаться уже в потоке, имеющем скорость почти равную скорости ленты.



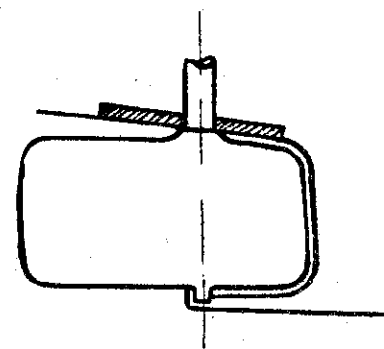
Фиг. 168. Обыкновенный руль.



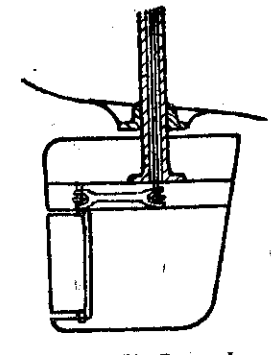
Фиг. 169. Полубалансирный руль.

Глава V ПОВОРОТЛИВОСТЬ ТАНКА

Поскольку водные пространства (реки), в которых приходится оперировать плавающим танкам, имеют ограниченные размеры, поворотливость танков на воде является одним из важных их свойств.



Фиг. 170. Балансирный руль.



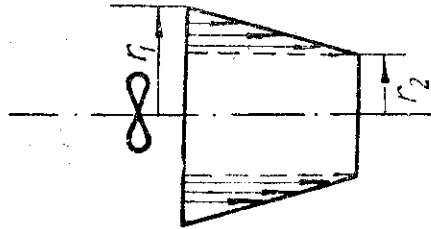
Фиг. 171. Руль Флеттнера.

Поворот танка на воде может быть осуществлен одним из следующих способов: 1) поворотом руля, 2) изменением числа оборотов винтов, если их больше одного, и 3) реверсивностью одного из винтов по отношению к другому.

Типы рулей: а) обыкновенный руль (фиг. 168), б) полубалансирный (фиг. 169), в) балансирный (фиг. 170), г) руль Флеттнера (фиг. 171), д) усеченный конус (фиг. 172).

Предпоследние два типа рулей¹ отличаются от первых тем, что требуют приложения меньшего момента для поворота около своей оси, так как часть струй потока, ударяясь в участок руля, расположенный по другую сторону оси, способствует повороту руля.

В руле Флеттнера малый руль непосредственно соединен с тягой управления и поворачивает большой руль, свободно сидящий на оси так же, как обыкновенный руль поворачивает судно.



Фиг. 172. Усеченный конус.

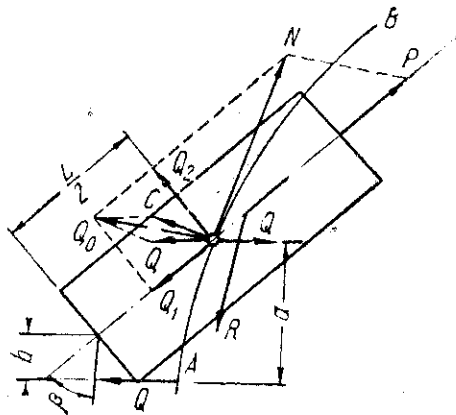
1. Поворотливость танка с обыкновенным рулем

Пусть танк имеет скорость хода v . Отклоним руль на угол β , тогда струи потока воды, ударяясь о перо руля, создадут силу Q (фиг. 173), нормальную плоскости руля (силами трения пренебрегаем).

Кроме того, на танк будут действовать в диаметральной плоскости упорное давление винта P и смещенное от диаметральной плоскости ввиду вращения танка сопротивление движению R .

Перенесем силу Q в точку под центр тяжести машины, считая, что в этой же точке находится и центр поворота танка (в действительности под влиянием силы Q центр поворота сместится в сторону кормы); в результате увидим, что на танк действуют две пары: одна от силы Q , другая от силы R ; последнюю можно не учитывать, имея лишь в виду облегчение поворота за ее счет. Момент пары от силы Q при равномерном повороте уравновешивается моментом сопротивления от гидродинамических сил. Следовательно, для того чтобы знать, какую силу Q нужно приложить на перо руля для поворота танка, необходимо предварительно определить момент сопротивления повороту танка от гидродинамических сил. Обычно указанный момент находится опытным путем.

Приближенно величину момента сопротивления повороту можно найти, рассматривая танк как ящик, погруженный на некоторую глубину и вращающийся вокруг центра тяжести. Для этого нужно построить



Фиг. 173. Схема сил при повороте.

спектры скоростей на каждой плоскости; затем для касательных скоростей подсчитать моменты сил трения, а для нормальных скоростей — моменты от нормальных сил и просуммировать, но указанный способ дает только приближенное решение и вместе с тем он весьма громоздок, а потому ограничимся здесь лишь рекомендацией соотношений между площадью F плоскости руля и площадью F_1 погруженной части диаметральной плоскости:

$$\frac{F}{F_1} = 0,025 - 0,035.$$

2. Определение наиболее выгодного угла поворота руля

Французский инженер Жоссель дает следующую формулу для подсчета силы Q в функции v и F площади руля для кораблей:

$$Q = \frac{kFv^2 \sin \beta}{0,2 + 0,3 \sin \beta},$$

где F — площадь руля в m^2 ,

v — скорость в $m/сек$,

β — угол поворота руля от продольной оси симметрии танка,

k — коэффициент; при скорости ~ 20 узлов/час $k = 20$; в какой степени применима данная формула для танков, сказать трудно. Предположительно можно рекомендовать для танков $k \approx 100$.

Из чертежа фиг. 173 видно, что плечо a момента M , поворачивающего танк:

$$a = \frac{L}{2} \cos \beta + b,$$

где b — перпендикуляр из ц. т. танка на направление силы.

Жоссель рекомендует для определения b формулу:

$$b = (0,2 + 0,3 \sin \beta) \cdot d,$$

где d — ширина пера руля и

$\frac{L}{2}$ — расстояние от ц. т. танка до оси руля.

Подставив значения Q и a в выражение для M и отбросив член, содержащий множитель b , ввиду его незначительности, получим:

$$M = \frac{kFv^2 \sin \beta}{0,2 + 0,3 \sin \beta} \cdot \frac{L}{2} \cos \beta.$$

Как видно, M — функция выражения

$$\frac{\sin \beta \cos \beta}{0,2 + 0,3 \sin \beta} = q;$$

построив график, где по оси ординат отложены q , а по оси абсцисс углы β , увидим, что максимальное значение для M соответствует углу поворота руля $\beta = 36^\circ$.

Следовательно, полный угол поворота руля $2\beta \approx 72^\circ$.

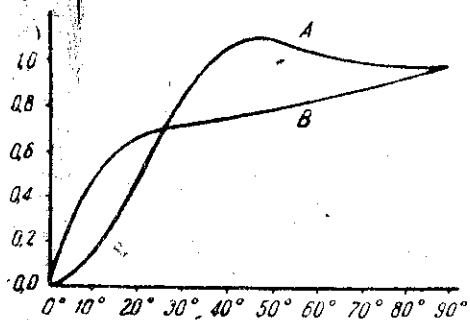
Приводимая формула Жосселя для танков требует проверки, а потому ее придется рассматривать как сугубо ориентировочную.

Необходимо обратить внимание на влияние форм пластинки на величину сопротивления, при сохранении площади и одинаковых углов поворота.

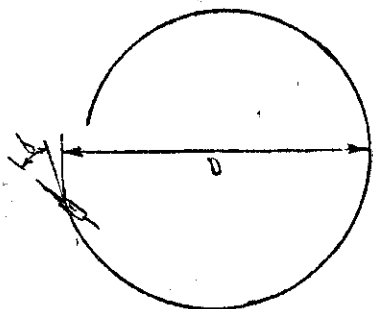
В качестве иллюстрации на фиг. 174 приводим диаграмму опытов Стантона над прямоугольной пластинкой размером $7,6 \times 2,5$ см, где кривая *A* относится к рулю, поставленному коротким ребром перпендикулярно направлению движения, а кривая *B* — длинным ребром.

3. Влияние винта на управляемость танка

Из только-что приведенной формулы Жосселя видно, что момент, поворачивающий танк, зависит от давления *Q*, а последнее при заданном угле поворота руля — от скорости потока воды. Но поток воды, который ударяется об отклоненный руль, зависит или определяется не только скоростью танка, но и работой винта, поскольку винт отбрасывает поток назад с некоторой скоростью. Из сказанного необходимо сделать два вывода:



Фиг. 174. Опыты Стантона.



Фиг. 175. Траектория, описываемая танком на воде при повороте.

а) при малой скорости потока воды, ударяющегося о руль, танк может не повернуться ввиду незначительности созданного поворотного момента;

б) при незначительной скорости самого танка последний все же может начать поворачиваться ввиду значительной скорости потока воды, созданного винтом.

Посмотрим, как влияет работающий винт на отклонение руля. Во время вращения винта нисходящая лопасть нагружена больше, чем восходящая, что объясняется наличием вертикальных струй воды, вытекающих из-под днища танка, и создается момент, поворачивающий корму в сторону нисходящей ветви.

4. Траектория танка при повороте

Если при движении танка на плаву со скоростью *v* отклонить руль на некоторый угол β и проследить траекторию, описываемую танком, то увидим, что это, во-первых, будет не замкнутая кривая (фиг. 175), а, во-вторых, корпус танка располагается не на касательной к кривой, а под некоторым углом к касательной. Для того чтобы понять, почему происходит указанное явление, обратимся к схеме сил, действующих на танк при повороте (см. фиг. 173). На танк действуют силы Q_1, P_1, K и *C* (центробежная сила); причем силы *Q* и *K* создают пары относительно

ц. т. танка; моменты этих пар уравновешены моментом сопротивления от гидродинамических сил. Разложив силу Q_0 , приложенную к ц. т. машины, на две слагающие: параллельную и перпендикулярную диаметральной плоскости, получим силу Q_1 , тормозящую движение (поступательное), и силу Q_2 , заставляющую перемещаться танк перпендикулярно диаметральной плоскости с некоторой скоростью *v*; таким образом мы получили тело, находящееся в двух движениях: поступательном со скоростями *v* и v_1 и вращательном. Если бы все эти скорости были постоянными, то танк описал бы замкнутую кривую — окружность; находясь на касательной к окружности под углом γ , определяемым соотношением $\frac{v_1}{v_2} = \text{tg } \gamma$, но, как уже было сказано, движение танка будет тормозиться второй слагающей Q_1 ; следовательно, скорость *v* будет переменной, и радиус окружности будет также переменным — он будет уменьшаться до тех пор, пока *v* не будет постоянной. Незамкнутая кривая, которую описывает плавающий танк при повороте, называется *циркуляцией*. Наименьший диаметр циркуляции для малых танков равен 6—8 м.

5. Английский руль

Основное положительное качество английского руля (фиг. 172) заключается в том, что он служит надежным прикрытием для винта.

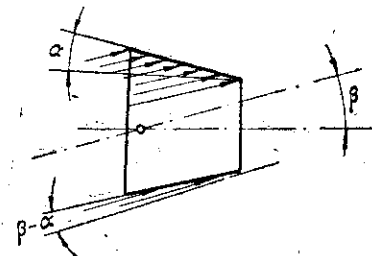
При движении по прямой руль дает сопротивление, которое образуется от разности площадей окружностей двух радиусов r_1 и r_2 .

Если руль повернут на угол β , меньший угла α конуса руля (фиг. 176), то часть руля будет создавать силу, способствующую повороту танка, и часть руля — противодействующую.

Если руль повернут на угол, равный углу конуса, то создается сила, способствующая повороту только половиной поверхности руля.

И наконец, если руль повернут на угол, больший угла конуса, обе части поверхности конуса создают силы (конечно, неравные), способствующие повороту танка.

Заметим, что во всех трех случаях струя воды способствует повороту руля.



Фиг. 176. Схема сил, действующих на конусный руль при повороте.

6. Общие замечания

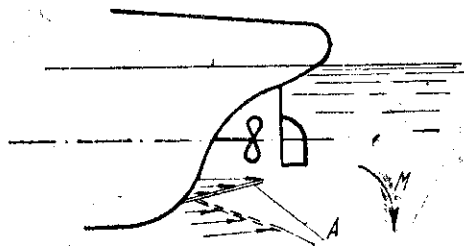
При повороте плавающий танк под влиянием силы Q_2 , ввиду несоответствия по высоте линий действия ее и силы сопротивления, получает крен в наружную сторону поворота; крен иногда достигает такой величины, что поплавки целиком погружаются; учитывая мелководье большинства водных преград и возможность удара о препятствия, поворот танка на больших скоростях недопустим.

7. Горизонтальный руль

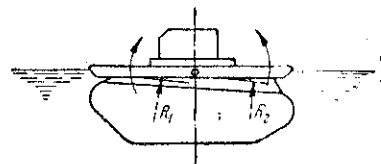
Описанные выше рули предназначаются исключительно для поворота. Неменьшую роль должен играть для плавающих танков горизонтальный руль (фиг. 177), назначение которого стабилизировать машину в нужном положении на плаву, при котором наиболее благоприятны условия плавания.

Горизонтальные рули применяются на подводных лодках для погружения и выхода на поверхность.

Поскольку для плавающего танка необходимо поднятие кормы или носа, было бы полезно установить горизонтальные рули на носу и в корме (фиг. 178) с тем, чтобы толкающая сила воды была направлена в обоих случаях вверх, уменьшая тем самым осадку. Указанные рули могут быть компактно размещены под поплавками. При одинарном горизонтальном руле вертикальный располагается в его вырезе в виде



Фиг. 177. Схема плавающего танка с горизонтальными рулями.



Фиг. 178. Схема плавающего танка с горизонтальными рулями.

буквы V с углом $> 72^\circ$, так как горизонтальный руль целесообразно поворачивать только на угол $\beta \leq 36^\circ$. Одновременное такое объединение рулей используется для укрытия винта. Все другие способы предохранения плавающего танка от заливания водой верхней плоскости корпуса, где расположены люки и смотровые щели, недостаточно надежны.

Глава VI

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ПЛАВАЮЩИХ ТАНКОВ

1. Поплавки

Для создания запаса пловучести, а иногда непосредственно для получения его без того, чтобы не были погружены в воду смотровые, вентиляционные и другие отверстия, для выправления диферента или, наоборот, для придания последнего прибегают к устройству поплавков (фиг. 179). Поплавки располагаются по бортам танка над гусеницами; чтобы избежать большого увеличения сопротивления, последним придают по возможности обтекаемую форму.

Если поперечное сечение поплавок $S = a \cdot b$, а длина L , то подъемная сила, которую могут сообщить поплавок танку,

$$Q = 2SL(1 - \gamma),$$

где γ — удельный вес поплавка.

Обычно поплавки изготавливаются из легкого сплава или жести, но недостатком такого рода материалов служит их легкая разрушаемость, а потому и недостаточная надежность действия.

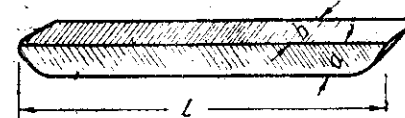
Целесообразнее уменьшить запас пловучести, отказаться от поплавков как ненадежного обеспечения действующей ватерлинии.

По конструкции поплавки можно разделить на: а) съемные, б) постоянные, в) неподвижные, г) передвижные.

Рассмотрим их.

Съемные поплавки, избавляя танк от увеличения габаритов, требуют или специальной повозки или вынуждают делать их разборными таким образом, чтобы можно было возить их в самом танке. Как то, так и другое, кроме громоздкости и потери времени, ничего не дает, а потому в большинстве предпочитают постоянные поплавки.

Неподвижные поплавки избавляют конструктора от решения сложных задач, а водителя — от лишнего рычага; передвижные поплавки облегчают вход и выход из воды за счет выдвигания их в первом случае вперед, а во втором — назад; на плаву, посредством выдвигания поплавков в ту или другую сторону, можно придавать машине требуемое положение.



Фиг. 179. Поплавков.

2. Требования к конструкции выходных люков для плавающих машин

Кроме общих требований, к дверям или люкам плавающих танков предъявляется дополнительное требование возможности открытия двери путем откидывания в своей плоскости или внутрь, так как открыть люк наружу у затонувшего танка представляет большие трудности.

Вопрос спасения команды танка при аварии — важный вопрос, и необходимо сделать все возможное для предотвращения несчастных случаев. Надеяться на выпрыгивание из танка за время погружения не приходится, поскольку последнее происходит чрезвычайно быстро.

Целесообразно снабдить, например, команду аппаратами, родственными противогазу с тем, чтобы команда могла некоторое время сохранить дыхание, не захлебнувшись; эту задачу, вероятно, возможно решить с помощью обычного противогаза путем некоторых изменений.

ДОБАВЛЕНИЕ

Практический метод определения коэффициента δ , учитывающего влияние вращающихся масс движущегося танка на общий запас его кинетической энергии

Во всех случаях неравномерного движения танка, при решении ряда важных задач, как например: а) путь и время разгона и торможения, б) расчет тормозов на нагрев, в) валка деревьев, г) скоростное преодоление препятствий и т. д. оказывается необходимым знать численную величину упомянутого выше коэффициента δ . Как уже указывалось в 1-й части настоящего труда, численная величина δ колеблется в очень зна-

чительных пределах (от 1,3—20 и выше), а поэтому пренебрегать ею нельзя.

До сего времени не было метода практического определения численных значений δ , а поэтому не имелось возможности подтвердить те численные значения его, которые получались теми или иными способами теоретических подсчетов. К тому же следует заметить, что теоретические подсчеты, кроме неточностей, их сопровождающих (обычно неизвестен к. п. д. танка), требуют большой затраты времени (100—150 чел.-час. на одну машину). Коллективом кафедры было проведено определение численного значения коэффициента δ для танка „Кристи“ следующим методом.

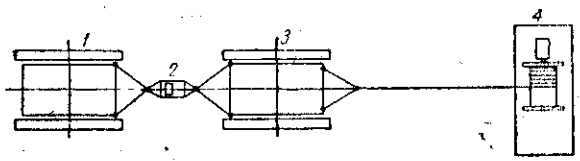
Как известно, в общем случае движения танка справедливо уравнение: сумма проекций всех внешних сил и сил инерции на ось движения танка равна нулю:

$$P + I = 0.$$

В случае движения по горизонтальному участку на скоростях движения, не превосходящих 50 км/час, P выразится в виде:

$$P = F - R,$$

где F — сила тяги, движущая повозку, а R — сила сопротивления движению ее.



Фиг. 180. Монтажная схема для опытного определения коэффициента δ (1—тягач, 2—динамометр, 3—испытываемый танк, 4—тахограф с беговым барабаном).

С другой стороны, сила инерции выразится, как:

$$I = m\delta j,$$

где m — масса танка,
 j — ускорение его,
 δ — коэффициент, учитывающий наличие вращающихся масс.

Тогда

$$m\delta j = F - R,$$

$$\delta = \frac{(F - R)g}{Gj}. \quad (1)$$

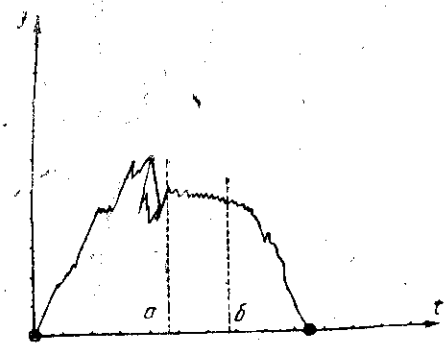
Из формулы вытекает, что, если удастся связать динамику танка (сила F и R) с его кинематикой (j), то по данной формуле может быть определено и δ .

Для осуществления такой связи и определения, при помощи ее, коэффициента δ и была предложена следующая монтажная схема (фиг. 180). Испытуемая машина включалась в цепь, состоящую из тягача, динамометра, испытуемой машины и тахографа с беговым барабаном. В коробке передач исследуемого танка включалась та или иная передача (δ есть

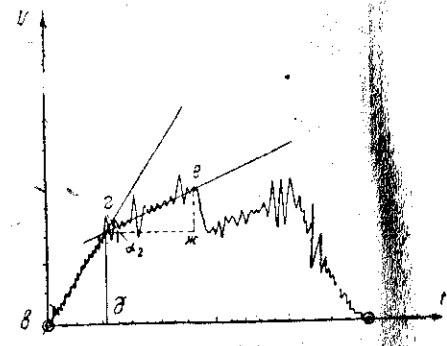
функция передаточного числа); затем испытуемому танку при помощи тягача давался разгон. Динамометр при этом записывал кривую изменения тягового усилия в функции времени:

$$F = f(t)$$

(фиг. 181). Одновременно тахограф производил запись скорости движения испытуемого танка также в функции времени $v = \varphi(t)$ (фиг. 182).



Фиг. 181. Запись динамометра (ab — участок равномерного движения).



Фиг. 182. Запись тахографа.

Таким образом получались динамическая $F = f(t)$ и кинематическая $v = \varphi(t)$ диаграммы, связанные между собой параметром t . Из рассмотрения диаграммы $F = f(t)$ можно усмотреть, что на участке ее ab движение происходило равномерно, т. е. сила тяги F была равной силе сопротивления R , в численное значение которой, в данном опыте, вводили все потери, включая потери в трансмиссии и в двигателе танка, при равномерном движении последнего. Таким образом из диаграммы $F = f(t)$ может быть определено численное значение R . Из диаграммы $v = \varphi(t)$ для любого момента времени в данном его промежутке может быть найдено ускорение j , как тангенс угла наклона α касательной к кривой. Например, для участка кривой ag (фиг. 182)

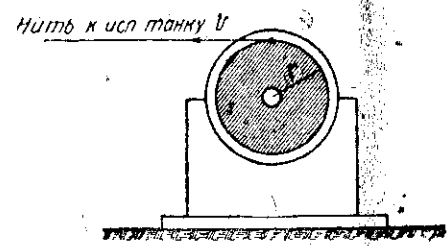
$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2\delta}{\delta t} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1} = j_1,$$

для участка кривой ge

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{e\delta}{\delta t} = \frac{\Delta v_2}{\Delta t_2} = j_2.$$

Время и скорость могут быть прочтены непосредственно на диаграмме $v = \varphi(t)$. Если запись тахографа произведена не в координатах v/t , а в координатах n/t , где n — число оборотов бегового барабана в минуту (фиг. 183), то

$$v = \frac{r\omega}{60} = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{L n}{60}, \quad (2)$$



Фиг. 183. Схема бегового барабана тахографа.

где L — длина окружности барабана тахографа в m , а n — число его оборотов в минуту.

Имея в виду, что $j = \frac{\Delta v}{\Delta t}$, найдем:

$$j_i = \frac{Ln}{60t_i}. \quad (3)$$

Таким образом для любого момента времени в данном его промежутке может быть найден кинематический элемент — ускорение j . Найдя тот же момент времени на диаграмме $F = f(t)$, мы свяжем динамический элемент — силу F с кинематическим ускорением j через параметр — время — t . Зная F_i — силу тяги в данный момент и определив R — силу сопротивления при помощи диаграммы $F = f(t)$ способом, указанным выше, мы получим возможность определить силу инерции J_i в данный момент, а следовательно, и δ при помощи формулы:

$$\delta = \frac{(V_i - R) 60gt_i}{GLn}. \quad (4)$$

ЛИТЕРАТУРА

- Алферьев М. Я., Диаграммы систематических испытаний серий 4-лопастных винтов Тэйлора.
- Проф. Брикс Ф. А., Руководство по расчету судовых гребных винтов. Веселовский и др., Моторная лодка.
- Инж. Власов В. Г., Новый метод вычисления элементов судна. Всесоюзное объединение морского судостроения, Теория и практика судостроения. Сборник VIII.
- Дементьев, Исследование рулей Флеттнера.
- Проф. Заславский В. И., Краткий курс расчета танков и механизмов, ГВИ, М. 1932.
- Инж. Зимилев Г. В., Новейшие автомобильные конструкции. Библиотека „За рулем“, вып. 1—4, январь — февраль, стр. 65—71.
- Проф. Звонков Б. В., Судовые тяговые расчеты.
- Инж. Комаровский А. Н., Скорость течения воды в каналах и их влияние на судходность.
- Проф. Кристи М. К., Тракторы, статья в Т. Э., т. 23.
- Его же, Испытание гусеничных машин (краткий курс), изд. Военной академии механизации и моторизации РККА, ч. 1, М. 1933 г.
- Крылов А. Н., Пловучесть и остойчивость корабля.
- Кудрявцев А. П., Основы гидродинамического преобразования энергии (турбопередача), ГВИ, Л. 1934.
- Кузьмин Г. И. и Халезов Д. Б., Влияние профиля и толщины лопасти на характеристику винта.
- Кузьмин Г. И., Расчет винта по вихревой теории.
- Шобеф. М. и Стро Т., Подводные лодки (перевод с французского).
- Проф. Львов Е. Д., Тракторы, их конструкция и расчет, ч. II, ОНТИ, М. 1933.
- Проф. Медведев М. И., Теория гусеничных систем (Кинематика гусеничной цепи), ГНТИУ, 1934.
- Мигаловский, Учебная книга для рулевых.
- Инж. Папмель Э. Э., Практический расчет гребного винта, выпуск I и II.

№ п. п.	Государство	Название образца	Тип	Год появл. констр.	Вес в т	Размеры в м			Броня в мм				Пред. угол подъема в °	Ширина рва в м
						Длина	Ширина	Высота	Лоб	Борт	Крыша	Дно		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	США	Кристи М-1919	Колесно-гусенич.	1919	13,5	5,54	2,59	2,74	25,4	—	—	6,35	—	—
2	США	Кристи М-1921	Колесно-гусенич.	1921	14	5,54	2,59	2,16	19	—	—	6,35	40	2,3
3	США	Кристи М-1928	Колесно-гусенич.	1928	8,6	5,18	2,13	1,83	12,5	—	—	—	37	2,1
4	США	Кристи М-1930	Колесно-гусенич. (1940)	1931	10,5	5,44	2,23	2,21	15,7	—	—	6,35	35	2,1
5	США	Кристи М-1932	Колесно-гусенич.	1932	5	6,71	2,13	2,03 (без башни)	—	—	—	—	—	—
6	США	Т-2 Е	Колесно-гусенич.	1934	7,5	3,8	2,0	1,9	—	—	—	—	—	—
7	США	Кристи	Колесно-гусенич.	1930	5,6	4,0	2,2	2	—	—	—	—	—	—
8	США	Кристи	Колесно-гусенич.	1933	3,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	США	Т3-Е2	Колесно-гусенич.	—	11,5	5,82	2,44	2,30	максим. 12,7				—	—
10	США	Т-2	Колесно-гусенич.	1931	18,5	4,5	1,9	2,3	12,5	до 6,35			35	—
11	Чехословакия	К-Н 50-60-70	Колесно-гусенич.	1924—1927	8,3	4,5	2,29	$\frac{2,26 \text{ г.}}{2,54 \text{ к.}}$	от 12,5 до 6,35			45	1,8	
12	Швеция	Ландсверк "30"	Колесно-гусенич.	—	11,5	5,2	2,45	$\frac{2,22 \text{ г.}}{2,48 \text{ к.}}$	14	8	6	6	40	1,8
13	Швеция	Ландсверк "80"	Колесно-гусенич.	—	7,2	3,7	2,25	$\frac{2,1 \text{ г.}}{2,33 \text{ к.}}$	13	13	6	6	40	1,5
14	Англия	Виккерс	Колесно-гусенич.	1926	4	6,4	2,74	2,7	от 15 до 6,6			40	2,3	
15	Англия	Виккерс	Колесно-гусенич.	1929	7,6	5,08	2,29	$\frac{2,13}{2,34}$	от 8 до 12			35	2,1	
16	Франция	Сен-Шамон М-21 (М-24 и 26)	Колесно-гусенич.	1921—26	3,5	3,61	2,08	1,93	до 11	—	—	30	1,4	
17	Франция	Сен-Шамон М-28	Колесно-гусенич.	1928	8,6	3,85	2,4	2,00	до 20	—	—	38	1,68	
18	Франция	Рено М-29 S. Т. А.	Колесно-гусенич.	1929	9	—	—	—	от 22 до 30			—	—	
19	Франция	Рено М-29 S. Т. В.	Колесно-гусенич.	1929	9,5	—	—	—	от 22 до 30			—	—	
20	Франция	Рено М-29 А. Т.	Колесно-гусенич.	1929	9,8	5	2	2,1	до 30			42	2,1	
21	Франция	Рено М-29 В. Т.	Колесно-гусенич.	1929	10,6	5	2	2,1	до 30			42	2,1	

Проходимость					Число человек команды	Скорость движения в км/час		Двигатель		Запас горюч.		Вооружение
Ширина рва в м	Высота вертикал. препят. в м	Глубина брода в м	Толщина опрок. дерева в см	Клиренс в мм		Предельная	Средняя	Марка	Мощность в л. с.	В литрах	В час. работы	
14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
—	—	—	—	—	3	—	—	Кристи	120	224	—	1 пушка 57-мм и 1 пулемет
2,3	—	—	—	—	4	11,3 г. 22,6 к.	—	Кристи	120	254	—	1 пушка 57-мм и 2 пулемета
2,1	0,66	1,5	—	—	—	68 г. 113 к.	—	Либерти	338	133	—	3 пулемета
2,1	—	1,07	20	—	2	64,4 г. 112,6 к.	—	Либерти	338	292	—	1 пушка 37-мм и 1 пулемет
—	—	—	—	—	3	95 г. р 193 к.	—	Испано-Сюиза	750	292	—	1 пушка и несколько пулеметов (алюминиевый корпус со стеклянной неподвижной башней)
—	—	—	—	—	4	48 г. 80 к.	—	—	250-260	—	—	1 пулемет 12,7 калибра и 2—7,6-мм (2 варианта—однобашенный и двухбашенный)
—	—	—	—	—	4	48 80	—	—	260	—	—	3 тяжелых пулемета в двух башнях
—	—	—	—	—	—	105 145	—	—	—	—	—	1—75-мм пушка
—	42	0,9	—	—	—	48 80	—	—	600	330	—	1—37-мм или 1—47-мм пушка и 1 пулемет
—	—	—	—	—	3,4	32 г. 48 к.	—	Континенталь	165	190	—	3 пулемета
1,8	0,51	0,8	30,4	—	—	12 г. 26—35 к.	—	—	50—60—70	135	—	1 пушка 37-мм или пулемет
1,3	0,75	1,2	—	—	4	30 г. 75 к.	—	Майбах 12-цил. V-обр.	200	250	—	1—47-мм или 37-мм пушка Бюффорс и 2 пулемета, 150 снарядов, 3000 патрон
1,5	0,6	1	—	—	3	35 г. 75 к.	—	Майбах с водян. охлажд.	100	120	—	1—20-мм пушка Мадсен, спаренная с 1 пулеметом в башне
2,3	0,6	1,2	40	—	5	25,8 г. 45 к.	—	—	90	410	—	—
2,1	0,46	0,8	—	160 150	3	24 г. 72 к.	—	6-цил. с водян. охлажд.	135	182	—	2 пулемета в башне
1,4	0,25	0,7	—	—	2	6 г. 28 к.	—	Двухцилиндр. с вод. охлажд.	—	—	—	1 пулемет в передней стенке
1,68	0,60	0,85	—	350	3	6 г. 20 к.	—	6-цил. с вод. охл.	80	—	—	1—45-мм пушка или 1—75-мм пушка или 1 противотанков. пушка (нет кругового обстрела)
—	—	—	—	—	3	16 40	—	—	—	—	—	1—75-мм пушка и 2 пулемета (башни нет, грубая наводка направлением машины)
—	—	—	—	—	4	16 40	—	—	—	—	—	1—75-мм пушка и 2—37-мм пушки (башни нет, предназн. в качестве самоходной артиллерии для сопровождения танков)
2,1	0,80	1,05	—	—	3	16 35	—	2 мотора по 80 л. с.	160	—	—	1—75-мм пушка, 1 пулемет в башне, 1—20-мм зенитная пушка для стрельбы с особой установки у башни
2,1	0,80	1,05	—	—	3	16 35	—	2 мотора по 80 л. с.	160	—	—	1—105-мм полевая гаубица и 1 пулемет в башне; 1 пулемет в корпусе и 1—20-мм пушка для стрельбы с зенитной установкой

Плавающие танки

№ п. п.	Государ- ство	Наименование образца	Год появления кон- струкции	Вес в т	Размеры			Броня От до мм	Проходимость			Скорость пре- дельн. в км/час		Двигатель		Запас гор.		Число человек команды	Вооружение
					Длина в м	Ширина в м	Высота в м		Ров в м	Верг. стенка в м	По грунту	По воде	Марка	Мощность в л. с.	В литрах	В часах работы			
1	Англия	Легкий пехотный	1920	9	6,4	—	—	5	—	—	—	43,3	4,33	—	100	—	—	—	—
2	Англия	Карден-Ллойд легкий плавающ. танк	1931	3,1	3,96	2,08	1,83	От 7 до 9	—	1,52	0,5	64	9,65	Медоус	50	115	—	—	1 пулемет калибра 7,69 мм, 2500 патронов
3	Франция	Колесно-гусен. пла- вающ. танк Шнейдер-Лоран	1930	10	6	2,2	2,45	15	—	2,5	0,6	$\frac{30 \text{ г.}}{45 \text{ к.}}$	16	8-цилин- дровый	100	375	—	—	1—37-мм пушка, 1 крупно-калибер- ный пулемет
4	США	Плавающий танк Кристи модель 1 и 2	1921 и 1922	—	—	—	—	—	—	—	—	48,3	—	—	—	—	—	2—3	1—75-мм пушка
5	США	Плавающ. танк Кристи модель 3 колесно-гусенич.	1923	7	5,08	2,1	2,3	6,3	—	2,1	—	$\frac{29,5 \text{ г.}}{48,3 \text{ м.}}$	11,5	Кристи	90	190	—	2—3	1—75-мм пушка

Средние танки

Меры в м		Броня в мм				Удельное давление в кг/см ²	Проходимость						Скорость движения			Двигатель		Зап. горюч.		Вооружение			
Ширина	Высота	Лоб	Борт	Крыша	Дно		Ширина гусеницы в м	Без погружения	При погружении на 100 мм	Предел. угол подъема в °	Ширина преод. рва в м	Высота вертик. преп. в м	Глубина брода в м	Толщина свалив. де-рева в см	Клиренс в мм	Численность команды	Предел. в км/час	Средняя в км/час	Число передач вперед и назад		Марка	Мощность в л. с.	В литрах
2,08	2,18	22	22	9	9	—	—	—	30°	1,8	0,76	1,2	—	—	4	44	—	—	12-цил. Рольс-Ройс	220	200	—	2 пушки 23-мм или 43-мм спереди и сзади корпуса и 1 пулемет в башне
2,54	2,4	6,5	мм	—	—	305	—	—	45°	2	0,65	0,75	35	460	6	30	17	4 вперед и 1 назад и редуктор	С вкл. охлажд.	110	320	—	1—57-мм пушка и 4 пулемета, 50 снарядов и 4000 патронов
2,2	2,40	12	8	6	6	570	—	0,9	35°	2,5	1,1	0,8	0	450	4	9,6	5,6	4/4	Рикардо	100	385	10	
2,2	2,81	14	8	6	6	521	0,8	—	35°	3,3	1,1	0,8	5	500	4	11,5	6	4/4	Рикардо	150	682	12	
2,4	2,71	14 15	10	10	6	356	0,55	—	40°	2,3	0,9	1,22	0	600	5	35	25	6/2	—	90 100	410	12	1—47-мм пушка и 4 пулемета в башне и 2 в корпусе, 90 снарядов и ок. 5000 патронов
2,4	2,71	14 15	10	10	6	356	0,55	—	40°	2,3	0,9	1,22	0	600	5	35	25	6/2	—	90 100	410	12	1—47-мм пушка и 4 пулемета в башне и 2 в корпусе, 90 снарядов и около 5000 патронов
2,4	2,71	14 15	10	10	6	356	0,55	—	40°	2,3	0,9	1,22	0	600	5	35 40	25	6/2	—	90 100	410	12	То же, что и у М1
2,69	2,71	15	10	10	8	350	—	—	45°	2,0	0,8	1,2	0	450	5	26	—	6/2	Армстронг Сидней с под. охлажд.	90	430	12	То же, что и у М1
2,65	2,49	25,4	25,4 12,7	9,5	9,5	350	—	—	45°	2,75	1,0	1,22	40	440	6	50	—	Планет.; 6 передач	12-цил. Армстронг Сидней с воздушн. охлажд.	180— 200	454	—	1—37-мм или 47-мм пушка, спаренная с пулеметом в главной башне, по 2 спаренных пулемета в двух малых башнях; боекомплект 180 снарядов и 14000 патронов
2,4	1,92	40	25	10	10	500	0,6	0,45	—	2,5	0,85	—	—	—	—	26	—	5/1	Рено	180	—	—	
2,8	—	10	10	10	8	—	—	—	—	4	—	—	—	—	—	43	—	3/1	—	240	—	—	
2,4	2,97	25	20	—	9,5	—	—	—	35°	2,4	0,66	0,9	30	0,55	4	26	—	—	—	254	490	—	1 пушка 57-мм и 2 пулемета
2,4	2,95	25	20	—	9,5	—	—	—	35°	2,4	1,00	0,9	30	—	4	25	—	—	Паккард	254	490	—	То же
2,44	2,90	25	25	—	6,35	—	—	—	45°	2,4	0,8	1,0	40	—	4	20	—	—	Паккард	343	—	—	1 пушка 57-мм и 2 пулемета; 131 снаряд, 4200 патронов
2,44	2,77	22	—	—	6,35	—	—	0,52	35°	1,8	—	1,2	—	440	4	40	—	—	—	323	356	—	1 пушка 47-мм, 1 пулемет 12,7-мм, 1 пулемет 7,6-мм; 75 снарядов и патронов: 2000—12,7-мм 4500—7,6-мм
2,5	2,4	25	—	—	—	—	—	—	45°	2,0	0,65	0,75	—	500	6	25	—	—	—	100 110	318	—	1 пушка 37-мм, 2 пулемета
2,5	2,6	17	—	—	6	—	—	—	46°	3,1	0,9	0,9	—	460	5	45	—	—	—	160	800	—	1 пушка 37-мм и 2 пулемета

Государство	Название образца	Тип танка	Год появления конструкции	Вес в т	Размеры в м			Броня в мм				Ширина гусеницы в мм	Удельное давление в кг/см ²		Проходимость						Скорость движения			
					Длина	Ширина	Высота	Лоб	Борт	Крыша	Дно		Без погружения	При погружении на 100 мм	Предел. угол подъема в °	Ширина проезд. раа	Высота вертик. преп. в м	Глубина брода в м	Толщина свалив. де-рева в см	Клиренс в мм	Численность ко-манды	Предельная в км/час	Средняя в л.м. час	Число пе-редач впе-ред и назад
Англия	Виккерс IV	Средний	1934	9,8	4,9	2,08	2,18	22	22	9	9	—	—	—	30°	1,8	0,76	1,2	—	—	4	44	—	—
Англия	Виккерс С	Средний	1926—27	10,6	5,33	2,54	2,4	6,5	мм	—	—	305	—	—	45°	2	0,65	0,75	35	460	6	30	17	4 вперед и 1 назад и редуктор
Англия	Марка В	Средний	1918	18,0	6,96	2,82	2,40	12	8	6	6	570	—	0,9	35°	2,5	1,1	0,8	0	450	4	9,6	5,6	4/4
Англия	Марка D пуш. пулем.	Средний	1919	20,0	7,95	2,72	2,81	14	8	6	6	521	0,8	—	35°	3,3	1,1	0,8	5	500	4	11,5	6	4/4
Англия	Марка I	Средний	1922—23	11,75	5,32	2,74	2,71	14 15	10	10	6	356	0,55	—	40°	2,3	0,9	1,22	0	600	5	35	25	6/2
Англия	Марка IA	Средний	1923	13,4	5,32	2,74	2,71	14 15	10	10	6	356	0,55	—	40°	2,3	0,9	1,22	0	600	5	35	25	6/2
Англия	Марка II	Средний	1927—29	12,2	5,33	2,74	2,71	14 15	10	10	6	356	0,55	—	40°	2,3	0,9	1,22	0	600	5	35 40	25	6/2
Англия	Марка IIA (истребитель)	Средний	1927—29	13,4	5,26	2,69	2,71	15	10	10	8	350	—	—	45°	2,0	0,8	1,2	0	450	5	26	—	6/2
Англия	16-тонный танк Виккерса	Средний	1929	18	6,6	2,63	2,49	25,4	25,4 12,7	9,5	9,5	350	—	—	45°	2,75	1,0	1,22	40	440	6	50	—	Планет.; 6 передач
Франция	Танк В завода Шнейдер	Средний	—	20,0	6,30	2,43	1,92	40	25	10	10	500	0,6	0,45	—	2,5	0,85	—	—	—	—	26	—	5/1
	Марка D	Средний	1919—23	13,5	9,15	2,8	—	10	10	10	8	—	—	—	—	4	—	—	—	—	—	43	—	3/1
США	Медум M-21 U. S. A	Средний	1921	21	6,53	2,41	2,97	25	20	—	9,5	—	—	—	35°	2,4	0,66	0,9	30	0,55	4	26	—	—
США	Медум M-22 U. S. A модель T-1	Средний	1922	22,7	7,92	2,71	2,95	25	20	—	9,5	—	—	—	35°	2,4	1,00	0,9	30	—	4	25	—	—
США	Медум M-26 модель T-1	Средний	1926	21,0	6,5	2,44	2,90	25	25	—	6,35	—	—	—	45°	2,4	0,8	1,0	40	—	4	20	—	—
США	T-2	Средний	1930	13,6	4,88	2,44	2,77	22	—	—	6,35	—	—	0,52	35°	1,8	—	1,2	—	440	4	40	—	—
Япония	Осака	Средний	1928—29	14,5	5,3	2,5	2,4	25	—	—	—	—	—	—	45°	2,0	0,65	0,75	—	500	6	25	—	—
Япония	„94“	Средний	—	14	6,36	2,54	2,6	17	—	—	6	—	—	—	46°	3,1	0,9	0,9	—	460	5	45	—	—
Швеция	Ландсверк 100	Средний	1931	11,0	5,2	2,15	2,22	24	—	—	8	—	—	—	40°	1,8	0,75	1,2	—	420	4	35	—	—

Тяжелые танки

№ п. п.	Государство	Название образца	Тип танка	Год появл. конструкции	Вес в т	Размеры в м			Броня в мм				Ширина гусениц в мм	Удельн. давл. в кг/см ²		Проходимость						Скорость движ.			
						Длина	Ширина	Высота	Лоб	Борт	Крыша	Дно		Без погружения	При погружении 100 мм	Пред. угол подъема в °	Ширина прорыва в м	Высота вертикального препятств. в м	Глубина брода в м	Толщина опр. кидыв. дерева в см	Клиренс в мм	Численность команды	Пред. км/час	Средн. км/час	Число передач
1	2	3	3а	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
1	Англия	Марка V смешан. вооружен.	Тяж.	1917—18	28,5	8,05	3,60	2,64	12	8	6	6	673	—	0,75	45 35	3,5	1,5	1	55	425	8	7,75	4,6	4/4
		Марка V пуш. пулем.	Тяж.	1918	35 34	9,88	3,95 3,25	2,64	12	8	6	6	673	—	0,75	45	4,2	1,5	1	60	425	8	8,3	5	4/4
		Марка V пуш. пулем.	Тяж.	1918	33 32	9,75	3,95 3,25	2,64	12	8	6	6	673	—	0,75	45 55	4,2	1,5	1	60	425	8	7,2	4,4	4/4
2	Англия	Танк прорыва Виккерс	Тяж.	1925	42	10,8	3,8	3,6	25	25	16	16	600	—	—	40	4,6	1,0	1,2	80	700	10	30	—	—
3	Англия	Тяж. танк Виккерс	Тяж.	1925	32	8	—	—	25	—	—	—	—	—	—	40	3,5	1,2	1,2	65	—	10	25	—	—
4	США	Марка VIII	Тяж.	1918	44	10,43	3,72	3,12	16	10	6	6	673	1,20	1,06	45	4,5	1,5	1,0	70	535	12	8,75	5,2	—
5	Италия	Фиат 2000	Тяж.	1918	40	7,40	3,10	3,80	20	20	15	15	450	—	1,27	40	3,2—3	0,9	1,0 1,1	50	540	8 10	7,5	4,5	4/1
6	Германия	A 7 V (выходят в Польше)	Тяж.	1917	30	7,3	3,05	3,4	30	20	20	15	500	—	—	30	3	0,4	0,8	50	—	18	12	—	—
7	Эстония	Марка V пуш. пулем.	Тяж.	1917	29 28	8,05	3,95 3,35	2,64	12	8	6	6	673	1,5	0,93	45 35	3,5	1,5	1	55	425	8	7,75	4,6	4/4
8	Франция	„2-С“	Тяж.	1922	68	10,28	2,95	4,15	45	22	22	22	850	—	—	45	4,5	1,6	1,5	80	500	13 16	13	5	—
9	Франция	„3-С“ (новый тяж. танк)	Тяж.	1926	68,5 74	10,275 12	2,95	4,045	55 45	30 37	25 22	12	700	—	—	45	5,5	1,75	1,5	80 60	600	12	12	5—6	—
10	Франция	Танк D	Тяж.	1926	81,5	11,9	2,9	3,98	от 23 до 54			—	—	—	—	45	5,26	1,7	1,83	79	—	13	—	12,1	—
11	Италия	Новый тяж. танк	Тяж.	—	35	8,2	3,0	3,4	—	—	—	—	—	—	—	45	3,5	1,4 1,0	1,1	70	1050	—	14	9	4/4

Год	Броня в мм				Ширина гусениц в мм	Удельн. давл. в кг/см ²		Проходимость						Численность команды	Скорость движ.			Двигатель		Зап. горюч.		Вооружение
	Борт	Крыша	Дно	Без погружения		При погружении 100 мм	Пред. угол подъема в °	Ширина проед. в мм	Высота вертикального препятств. в мм	Глубина брода в м	Толщина откидыв. дерева в см	Клиренс в мм	Пред. км/час		Средн. км/час	Число передач	Марка	Мощность в л. с.	В литрах	В час. раб.		
																					9	
12	8	6	6	673	—	0,75	45 35	3,5	1,5	1	55	425	8	7,75	4,6	4/4	Рикардо	150	420	10	2 пушки—57-мм и 4 пулемета, или 6 пулеметов, или 1 пушка—57-мм и 5 пулеметов, 100—150 снарядов и 12 000 патронов	
12	8	6	6	673	—	0,75	45	4,2	1,5	1	60	425	8	8,3	5	4/4	Рикардо	225	900	7	2 пушки 57-мм и 4 пулемета; или 6 пулеметов, 200 снарядов и 7800 патронов или 12 000 патронов	
12	8	6	6	673	—	0,75	45 55	4,2	1,5	1	60	425	8	7,2	4,4	4/4	Рикардо	150	420	7	2 пушки 57-мм и 4 пулемета, или 6 пулеметов; 200 снарядов и 7800 патронов, или 12 000 патронов	
25	25	16	16	600	—	—	40	4,6	1,0	1,2	80	700	10	30		Армстронг Сидлей	350			1 47 мм пушка и 4 пулемета		
25	—	—	—	—	—	—	40	3,5	1,2	1,2	65	—	10	25		Армстронг Сидлей	380	250		То же		
16	10	6	6	673	1,20	1,06	45	4,5	1,5	1,0	70	535	12	8,75	5,2		Либерти	330	910	10	2 пушки 57-мм и 5 пулеметов	
20	20	15	15	450	—	1,27	40	3,2—3	0,9	1,0 1,1	50	540	8 10	7,5	4,5	4/1	Фиат	240	600	12	1 пушка 65-мм и 7 пулеметов	
30	20	20	15	500	—	—	30	3	0,4	0,8	50	—	18	12		Даймлер	200 2 мотора	500		—		
12	8	6	6	673	1,5	0,93	45 35	3,5	1,5	1	55	425	8	7,75	4,6	4/4	Рикардо	150	420	10	—	
45	22	22	22	850	—	—	45	4,5	1,6	1,5	80	500	13 16	13	5		Даймлер	500 мотора	1500	8—10	—	
55 45	30 37	25 22	12	700	—	—	45	3,5	1,75	1,5	80 60	600	12	12	5—6		Даймлер	600 2 мотора	1400	12	—	
от 23 до 54				—	—	—	45	3,26	1,7	1,83	79	—	13	—	12,1						—	
—	—	—	—	—	—	—	45	3,5	1,4 1,0	1,1	70	1050	—	14	9	4/4	200				—	

ПРИЛОЖЕНИЕ

Легкие и сверхлегкие танки

№ п.п.	Государство	Название образца	Тип танка	Год появления конструкции	Вес в т	Размеры в м			Броня в мм				Проходимость						Число чел. команды	Скорость				
						Длина	Ширина	Высота	Лоб	Борт	Крыша	Дно	Предельный угол подъема в °	Ширина преод. рва в м	Высота вертик. препятствия в м	Глубина брода в м	Толщина опрок. дерева в см	Клиренс в м		Предельная скорость км/ч	Средняя скорость км/ч			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22			
1	Англия	Одноместный Карден-Ллойд Марка III	Сверхлегкий колесно-гусен.	1926	1,75	3,175	1,372	1,473	от 6,09 до 8,9				40°	1,268	0,406	0,406	10	130	1	38,6	—			
2	Англия	Карден-Ллойд Марка V	Сверхлегкий	1926—1927	1,25	3,023	1,98	1,016	от 6,09 до 8,9				40°	1,219	0,406	0,46	15	—	2	49	—			
		Карден-Ллойд M VI	Танкетка	1929	1,69	2,46	1,7	1,01	9	6	4	4	45°	1,2	0,4 0,5	0,65	15	290	2	42	16—22			
3	Англия	Карден-Ллойд M VI	Легкий	1930	5,6	3,2	1,88	1,676	12,5	—	—	—	45°	—	—	—	—	—	2	35	25			
		Ст. танк системы Виккерс	Легкий	1930	7,8	4,56	2,3	2,183	13	13	8—13	5	45°	1,9	0,76 —0,9	1,0	—	380	3	—	—			
4	Англия	Карден-Ллойд M IA	Сверхлегкий	1931	5,0	3,962	1,83	1,68	от 17,8 до 12,5				45°	1,52	0,58	0,76	—	—	—	48,3	—			
5	Англия	Танк-разведчик Виккерс, Карден-Ллойд	Сверхлегкий	1932	2,2	2,6	1,75	1,65	от 7,1 до 11				25°	1,10	0,50	0,66	—	260	2	48,3	—			
		Виккерс, Карден-Ллойд	Сверхлегкий	1933	3,8	3,5	1,85	1,99	9	7	4	6	30°	1,5	0,6	0,75	—	260	2	48	—			
6	США	T1-E1	Легкий	1928	6,8	3,80	1,79	2,17	от 9,53 до 6,35				—	1,8	0,6	0,7	25	350	2	29	16			
		T1-E2	Легкий	1929	8,1	3,86	2,08	1,83	—	—	—	—	27°	1,83	0,56	0,51	25	—	2	26	18			
7	США	T1-E3	Легкий	1930	8,5	те же, что и у T1—E1						от 6,34 до 15,8				35°	1,83	—	0,51	—	—	2	35	—
8	США	T1-E4	Легкий	1932	8,5	4,6	2,2	2—1,96	16—15,8	9,5	6,3	6,3	30°	2,1	0,7	1,0	—	360	4	37	—			
9	США	T-1	Легкий	1927	6,8	3,84	1,78	2,16	от 6,3 до 10				30°	1,83	0,5	0,6	30	—	2	32	—			
10	США	T1-E5	Легкий	—	6,8	3,86	1,79	2,17	от 6,35 до 9,53				35°	1,5— 1,8	0,5	0,76	25	350	2	29	—			
11	США	T1-E6	Легкий	—	8,25	4,57	2,03	1,93	от 6,35 до 16 мм				45°	2,0	0,7	1,0	—	360	4	37	—			
12	Испания	Трубия	Легкий	1295	7—8	2,5	1,8	2,4	16 мм	—	—	—	40°	2,2	0,4	0,6	30	—	3	20	—			
13	Италия	Фиат-Ансальдо	Танкетка	1933	3,3	3,03	1,4	1,20	от 5 до 13 мм				45°	1,5	0,6	0,00	—	250	3	13	—			

7	США	T1-E3	Легкий	1930	8,5	те же, что и у T1-E1 от 6,31 до 15,8					35°	1,83	—	0,51	—	—	2	35	—	Тот и			
8	США	T1-E4	Легкий	1932	8,5	4,6	2,2	2	1,96	16	15,8	9,5	6,3	6,3	30°	2,1	0,7	1,0	—	360	4	37	—
9	США	T-1	Легкий	1927	6,8	3,84	1,78	2,16					от 6,3 до 10	30°	1,83	0,5	0,6	30	—	2	32	—	
10	США	T1-E5	Легкий	—	6,8	3,86	1,79	2,17					от 6,35 до 9,53	35°	1,5— 1,8	0,5	0,76	25	350	2	29	—	
11	США	T1-E6	Легкий	—	8,25	4,57	2,03	1,93					от 6,35 до 16 мм	45°	2,0	0,7	1,0	—	360	4	37	—	12-ц
12	Испания	Трубия	Легкий	1295	7—8	2,5	1,8	2,4	16 мм				—	40°	2,2	0,4	0,6	30	—	3	20	—	
13	Италия	Фиат-Ансальдо	Танкетка	1933	3,3	3,03	1,4	1,20					от 5 до 13 мм	45°	1,5	0,6	0,90	—	250	2	42	—	Фи
14	Италия	Фиат-3000	Легкий	1919	5,2	4,18	1,64	2,2	16 мм	16	8	6	6	40°	1,5	0,6	1,1	30	350	2	20	15	Фи
15	Италия	Фиат-3000 В	Легкий	1930	5,6	4,29	1,67	2,20	16 мм				—	51°	1,8	0,6	0,9	25—35	340	2	22	16	—
16	Швеция	Ландсверк „61“	Легкий	1933	5,5	3,95	1,85	1,7					от 6 до 13 мм	40°	1,75	0,6	1,0	—	300	3	40	—	Май
17	Швеция	Ландсверк „100“	Малый	1933	4,5	4,1	1,9	1,8					до 9 мм	35°	1,2	0,65	0,8	—	300	2	55	—	6-цилин с водн охла
18	Польша	Рено-Кардацевич пуш. пул.	Легкий	1917 1924	Те же, что и у французского Рено							—	—	—	—	—	—	—	—	2	10	—	Рено
19	Польша	ТК-3	Танкетка	1933	2,43	2,58	1,78	1,31	8	8	4	3	42°	1,5	0,4	0,7	—	300	2	45	—	4-цилин с водн охла	
20	Франция	Рено VO	Легкий	1931	9	4,41	1,83	2,11	до 16 мм			—	—	45°	2,1	0,6	0,6	30	260	3	30	—	6-цилин Рено
21	Франция	Рено AMR	Легкий раз- ведчик	1934	ок. 6	3,40	1,65	1,55	до 14 мм			—	—	40°	1,7	0,5	0,65	—	350	2	50	30	8-цилин Рено
22	Франция	Рено пуш. пул.	Легкий	1924 1925	7,0 6,8	5,0 (с хв.)	1,74	2,14	16	16	8	6	45°	1,8	—	0,7	20	400	2	12—15	6	—	
23	Франция	Рено NC 27-31	Легкий	1927 1931	8,3	4,41	1,71	2,14	30	башня 18—14 м			45°	2,3	0,65	0,6	25	350 400	2	18,5	15	—	4-цилин Рено с охла
24	Франция	УЭ-1934	Танкетка	1934	2,52	1,95	2,7	1,7	—			—	—	40°	1,2	—	—	—	—	2	28	12—16	—
25	Япония	„92“	Малый	1932	3	3,94	1,76	1,63					от 8 до 14 мм	35°	1,4	0,6	0,8	—	340	2	45—50	—	4-цилин внй с душн охла
26	Япония	„89“	Легкий	1929	10	4,5	2,15	2,2	15—17	—			—	35°	2,5	—	—	—	—	—	25—30	—	—
27	Япония	„93“	Легкий	1933	ок. 7	4,48	1,8	1,83					от 8 до 14 мм	42°	1,8	0,6	0,8	—	380	3	45—50	—	6-цилин с водн охла
28	Швеция	Ландсверк „81“	Легкий	1934	6,8	4,6	2,0	1,85					от 6 до 13 мм	40°	1,5	0,65	1,0	—	350	3	48	—	—

Борт	Крыша	Дно	Предельный угол подъема в °	Ширина пред. рва в м	Высота вертик препятствия в м	Глубина брод в м	Толщина опрок. дерев. в см	Клиренс в м	Число чел. к	Предельная скорость км/ч	Средняя скорость км/ч	Марка	Мощность в л. с.	В литрах	В час. работ	
11	12	13	14	15	16	17*	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
от 4,09 до 8,9			40°	1,268	0,406	0,406	10	130	1	33,5	—	Форд М-Т	22,5	—	—	1 пулемет
от 4,09 до 8,9			40°	1,219	0,406	0,46	15	—	2	49	—	Форд М-Т	22,5	38	—	1 пулемет
			45°	1,2	0,4 0,5	0,65	15	290	2	40	16-20	Форд М-Т	22,5	38	—	1 пулемет 7,69 или 12,7 калибра
			45°	—	—	—	—	—	2	45	25	—	56	—	—	1 пулемет
	4-13	5	45°	1,9	0,76 -0,9	1,0	—	380	3	—	—	—	80-87	182	6 ч. 7 ч.	1 пулемет
от 11,7 до 12,5			45°	1,52	0,58	0,76	—	—	—	45	—	Медиум воздушн. охлажд.	60	130	—	1 пулемет в башне с круговым обстрелом
от 11,7 до 11,7			25°	1,10	0,50	0,66	—	260	—	45	—	—	40	44	—	1 пулемет калибра 7,69 3500 патронов
			30°	1,5	0,6	0,75	—	260	—	45	—	Мелуус	56	83	—	1 пулемет 7,7 мм или 12,7 мм калибра во вращающейся башне
от 5,5 до 6,35			—	1,8	0,6	0,7	—	350	2	20	16	—	106	180	8	1—37-мм пушка и 1 пулемет снарядов 80, патронов 3000
			27°	1,83	0,56	0,51	25	—	2	20	18	—	135	—	—	1—37-мм пушка и 1 пулемет спаренные. Снар. 80, патр.
от 6,34 до 15,8			35°	1,83	—	0,51	—	—	2	35	—	Тот же, что и у Т1-Е1	—	200	—	1—37-мм пушка, 1 пулемет в спаренной установке
9,5 6,3 6,3		6,3	30°	2,1	0,7	1,0	—	360	4	37	—	—	150	200	—	1 пушка 37-мм и 1 пулемет
от 6,3 до 10			30°	1,83	0,5	0,6	30	—	2	32	—	—	105	—	—	1 пушка 37-мм и 1 пулемет
от 6,35 до 9,53			35°	1,5-1,8	0,5	0,76	25	350	2	29	—	—	106	220	—	1 пушка 37-мм, 1 пулемет снарядов и 3000 патронов
от 6,35 до 16 мм			45°	2,0	0,7	1,0	—	360	4	37	—	12-цил.	248	—	—	1 пушка 37-мм и 1 пулемет
			40°	2,2	0,4	0,6	30	—	3	20	—	—	—	—	—	—
от 5 до 13 мм			45°	1,5	0,6	0,90	—	250	2	42	—	Фиат	40	65	—	Пулемет, патронов 4800
16 8 6		6	40°	1,5	0,6	1,1	30	350	2	20	15	Фиат	45	90	10-8	Пулемет или пушка
		6	51°	1,8	0,6	0,9	25-35	340	2	22	16	—	63	95	—	1 пушка 37-мм или пулемет снар. 120, патрон. 4000
от 6 до 13 мм			40°	1,75	0,6	1,0	—	300	3	40	—	Майбах	100	150	—	1—20-мм пушка Мадсен-ренная с 1 пулеметом в башне 250 снарядов для пушки и патр. пулеметных
до 9 мм			35°	1,2	0,65	0,8	—	300	2	55	—	6-цилиндр. с водяным охлажд.	130	250	—	1 пулемет, или 1 пушка в башне с круговым обстрелом
			—	—	—	—	—	—	2	10	—	Рено	39	—	—	1—37-мм пушка или 1 пулемет в башне с круговым обстрелом
8 4 3			42°	1,5	0,4	0,7	—	300	2	45	—	4-цилиндр. с водяным охлажд.	46,5	61	—	1—7,92-мм пулемет или Браунинг с возможностью зенитной стрельбы
мм			45°	2,1	0,6	0,6	30	260	3	30	—	6-цилиндр. Рено	120	240	—	2 пулемета (из них 1 в башне 1 в передней стенке)
мм			40°	1,7	0,5	0,65	—	350	2	50	30	8-цилиндр. Рено	80	—	—	1 пулемет в башне с круговым обстрелом
16 8 6			45°	1,8	—	0,7	20	400	2	12-15	6	—	39	90	8	1—37-мм пушка или пулемет в башне с круговым обстрелом
башня 18-24 м			45°	2,3	0,65	0,6	25	350 400	2	18,5	15	4-цилиндр. Рено с вод. охлажд.	60	240	—	1—37-мм пушка или 1—75-мм пушка (или 1—13-мм пушка в передней стенке) с пулеметом
			40°	1,2	—	—	—	—	2	28	12-16	—	35	40	—	1 пулемет
от 8 до 14 мм			35°	1,4	0,6	0,8	—	340	2	45-50	—	4-цилиндровый с воздушным охлажд.	45	—	—	1 пулемет в башне
			35°	2,5	—	—	—	—	—	25-30	—	—	100	—	—	—
от 8 до 14 мм			42°	1,8	0,6	0,8	—	380	3	45-50	—	6-цилиндр. с воздушн. охлажд.	85	—	—	1—65-мм пушка или 1—13-мм пушка в передней стенке

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От авторов	3
От редактора	5

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

Отдел I. Общие требования, предъявляемые к танкам

Глава I. Основы проектирования танков	9
1. Общие основания	9
2. Классификация	11
3. Корпус танка	17
4. Танковый двигатель	19
5. Трансмиссия	21
6. Ходовая часть	22

Глава II. Техническое обеспечение требований, предъявляемых к боевым машинам	24
1. Мощность средств борьбы	24
2. Броневая защита	28
3. Боеспособность команды и надежность машины	30
4. Оперативная подвижность	34
5. Тактическая подвижность	35
6. Маскировка танка	41
7. Специальные требования к танкам	42

Отдел II. Общая динамика танков

Глава I. Тяговые качества гусеничных машин	43
1. Силы, действующие на танк	45
2. Общее уравнение движения	59
3. Определение скорости движения. Буксование	60
4. Графические методы решения задач	62
5. Примерные задачи	64

Глава II. Устойчивость гусеничных машин	68
1. Общее уравнение устойчивости. Центр давления	70
2. Поперечная устойчивость	74
3. Устойчивость на косогоре	76
4. Поперечная устойчивость при повороте. Критические радиусы поворота	77
5. Определение центра тяжести и моментов инерции	79
6. Примерные задачи	86

Глава III. Преодоление препятствий	88
1. Преодоление вертикальных препятствий	88
2. Примерный расчет наибольшей вертикальной стенки, преодолеваемой танком	97

Отдел III. Передаточные механизмы танков и тракторов

Глава I. Коробки передач	101
1. Назначение коробок передач	101
2. Классификация коробок передач	102
3. Конструкция танковых и тракторных коробок передач	106
4. Основы конструирования передач	112
5. Предварительный расчет на прочность	119

Глава II. Планетарные передачи	124
1. Область применения и принцип работы	124
2. Графический и аналитический методы исследования кинематики планетарных передач	128
3. Действующие усилия в зубьях	139
4. К. п. д. планетарных передач	140
5. Примерный расчет и методы конструирования планетарных передач	143
6. Сложные планетарные передачи	146

Глава III. Гидравлическая передача	156
1. Типы гидростатических трансформаторов	158
2. Гидродинамические трансформаторы и муфты	161
3. Теоретические основания работы гидродинамического трансформатора	162
4. Характеристики гидродинамического трансформатора	166
5. Система гидродинамических трансформаторов	169
6. Рабочая жидкость	173
7. Вспомогательные устройства	174

Отдел IV. Поворот гусеничных машин

1. Анализ физических явлений, протекающих при повороте гусеничной машины	176
2. Силы и моменты, действующие на гусеничную машину при повороте	182
3. Условия поворотливости машины по сцеплению с грунтом и без участия тормозов	188
4. Влияние на поворот гусеничной машины сил, действующих параллельно продольной оси	191
5. Влияние боковых сил на поворот машины	192
6. Влияние центробежной силы	196
7. Зависимость сил тяги от радиуса поворота. Начальный радиус поворота по центробежной силе	200
8. Смещение центра поворота под влиянием смещения центра давления	205
9. Влияние инерционного момента сопротивления повороту	210
10. Примерные задачи	211

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

Отдел I. Механизмы поворота гусеничных машин

Глава I. Классификация механизмов поворота и предъявляемые к ним требования	217
Глава II. Бортовые фрикционы как механизм поворота	218
1. Баланс мощности	218
2. Исследование коэффициента тормозной мощности	220
3. Изменение тормозной мощности N_T при $v = \text{const}$	223
4. Изменение коэффициента ϕ при $v = \text{const}$	224
5. Изменение тормозной мощности N_T при $v = \text{const}$	225
6. Распределение относительных потерь мощности при повороте	226

	Стр.
7. Выводы по балансу мощности	229
8. Тормозной момент, необходимый для поворота	230
9. Максимальный расчетный тормозной момент	231
Глава III. Простой дифференциал как механизм поворота гусеничной машины	231
1. Конструкция простого дифференциала	231
2. Кинематика простого дифференциала	232
3. Динамика простого дифференциала	234
4. Баланс мощности при простом дифференциале	235
5. Формулы баланса мощности для любых радиусов поворота при простом дифференциале	236
6. Расчетный тормозной момент	239
7. Сравнительная оценка простого дифференциала как механизма поворота гусеничной машины с бортовыми фрикционными	239
Глава IV. Двойной дифференциал как механизм поворота гусеничной машины	241
1. Классификация и конструкция двойных дифференциалов	241
2. Кинематика двойных дифференциалов	244
3. Динамика двойного дифференциала	256
4. Баланс мощности при двойном дифференциале	260
5. Отношение мощности двигателя к мощности, передаваемой забегающей гусеницей	264
6. Сравнение двойного дифференциала как механизма поворота с простым и бортовыми фрикционными	265
Глава V. Планетарные механизмы поворота	266
1. Классификация и принцип действия	266
2. Кинематика планетарных механизмов поворота	274
3. Динамика планетарных механизмов поворота	285
4. Баланс мощности при планетарных механизмах поворота	292
5. Сравнение планетарных механизмов поворота с бортовыми фрикционными и дифференциалами	300
Отдел II. Фрикционы и тормоза	
Глава I. Фрикционы танка	301
1. Назначение фрикционов, условия работы и технические требования	301
2. Расположение фрикционов в танках	302
3. Конструкция фрикционов	303
4. Расчет фрикционов	304
Глава II. Тормоза	308
1. Назначение тормозов в танке	308
2. Расположение тормозов	308
3. Типы тормозов, применяемых в танках	308
4. Управление тормозами	309
5. Расчет ленточных тормозов	309
6. Плавающий ленточный тормоз	312
Отдел III. Колебания корпуса танка	
1. Перекачивание колеса через препятствие	314
2. Колебания корпуса танка	318
Отдел V. Ходовая часть гусеничных машин	
Глава I. Конструктивное описание	326
1. Общие сведения	326
2. Составные элементы ходовой части	327

Отдел IV. Расчеты устойчивости танка	
1. Расчет устойчивости в покое	311
2. Расчет устойчивости в движении	312
3. Расчет устойчивости при повороте	313
4. Расчет устойчивости при движении по неровностям	314
5. Расчет устойчивости при движении по льду	314
6. Уменьшенная полусесска (описание и расчет)	317
Отдел V. Теория плавающих танков	
Глава I. Плавуемость танков	376
1. Общие сведения	376
2. Основные теоремы плавания	376
3. Определение водоизмещения танка	377
Глава II. Остойчивость танка	378
1. Равновесие плавающих тел	378
2. Условия поперечной остойчивости танка для малых углов	379
3. Продольная остойчивость танков для малых углов	380
4. Поперечная остойчивость танка при больших углах крена	381
5. Метод вычисления интеграла с переменным верхним пределом	382
6. Диаграмма Рида	385
7. Определение метацентрической высоты по диаграмме Рида	388
8. Динамическая остойчивость	388
9. Вход и выход танка из воды	389
10. Определение угла подъема русла реки, при котором танк может выйти на берег	389
11. Вход в воду	392
Глава III. Сопротивление воды движению танка	392
1. Общее выражение для силы сопротивления движению тела в жидкой или газообразной среде	393
2. Динамическое подобие	393
3. Сопротивление трения корабля	394
4. Опыты Фруда	394
5. Другие работы по определению сопротивления трения	395
6. Метод испытания моделей	396
7. Влияние конструкции танка на сопротивление трения	397
8. Сопротивление формы	397
9. Методы определения сопротивления формы	397
10. Влияние конструкции на сопротивление формы	398
11. Волновое сопротивление	400
12. Методы определения волнового сопротивления	400
13. Использование данных теории сопротивления воды движению корабля для плавающих танков	402
14. Методика экспериментальных работ по определению сопротивления воды движению танка	402
15. Методика буксирования танка	403
16. Буксировка модели	403
17. Обработка результатов буксировки модели	403
18. Способы приближенного аналитического определения сопротивления воды движению танка	404
Глава IV. Тяга плавающих танков	404
1. Гребной винт	405
2. Классификация гребных винтов	407
3. Геометрические и кинематические характеристики гребных винтов	407
4. Работа винта	409

5. Упорное давление	410
6. Характер изменения скорости потока воды относительно движущегося винта	410
7. Работа зацепки винта	411
8. К. п. д. идеального винта	411
9. К. п. д. винта с учетом потерь на трение лопасти о воду	412
10. Более простые способы определения к. п. д. винта	413
11. Влияние на к. п. д. винта расположения его за кормой корпуса танка	414
12. Особые замечания о влиянии конструкции кормы на к. п. д. винта	415
13. Кавитация	416
14. Задачи проектирования и подбора гребных винтов	417
15. Как можно повысить к. п. д. винтов плавающих танков	420
16. Эжекторная тяга	420
17. Гусеничная лента с гребными лопатками	420
Глава V. Поворотливость танка	421
1. Поворотливость танка с обыкновенным рулем	422
2. Определение наимыгоднейшего угла поворота руля	423
3. Влияние винта на управляемость танка	424
4. Траектория танка при повороте	424
5. Английский руль	425
6. Общие замечания	425
7. Горизонтальный руль	426
Глава VI. Специальные приспособления для плавающих танков	426
1. Поплавки	426
2. Требования к конструкции выходных люков для плавающих машин	427
Добавление	427
Литература	430

Редактор *А. Л. Савари.*Техн. редактор *Е. Симкина.*

Учетн. № 474. Изд. № 86. Индекс МТ-66-5-2. Тираж 3000. Слано в набор 20/1-37 г. Подп. в печ. 11/V-37 г. Формат бумаги 62 × 94. Уч.-авт. лист. 32,93. Бумажн. лист. 13⁵/₈ + 3 вкл. Печ. зн. в бум. л. 101.000. Заказ № 135/1773. Уполном. Главл. № Б-13234. Выход в свет май 1937 г.

3-я тип. ОНТИ. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чье вине
157	9 сверху	... передача механической энергии жидкости в моторе...	... передача механической энергии жидкости, в моторе...	корр.
160	17 снизу	7 ат	70 кг/см ²	авт.
162	2 "	фиг. 102	фиг. 120	ред.
308	21 "	...одним выключением механизмов поворота без притормаживания	одним выключением главного фрикциона	авт.

Танки, зак. 135