

Доктор технических наук профессор инженер-полковник А. Г. КОЗЛОВ,

Кандидат технических наук доцент инженер-полковник К. А. ТАЛУ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ТАНКОВ

ИЗДАНИЕ АКАДЕМИЙ

ЧАСТЬ I

ОБЩАЯ КОМПОНОВКА, БРОНЕВАЯ ЗАЩИТА, ОБОРУДОВАНИЕ

ГЛАВА I

ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТАНКА

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТАНКОВ

Танком называется боевая гусеничная машина высокой проходимости, сочетающая вооружение, броневую защиту и подвижность. Основные боевые качества танка — вооружение, броневая защита, подвижность и проходимость тесно связаны между собой.

Вооружение (пушка, пулеметы) обеспечивает поражение танков, огневых средств и живой силы противника. Оно характеризуется эффективностью огня, качеством механизмов наведения и приборов прицеливания и величиной боевого комплекта.

Броневая защита предохраняет от поражений экипаж танка и его агрегаты. Она определяется качеством брони, толщиной броневых листов, формой броневого корпуса, способом производства и соединения броневых деталей.

Подвижность, характеризующаяся скоростями движения и запасами хода для различных дорожных условий, позволяет танкам быстро сосредоточиваться и маневрировать для нанесения удара в наиболее выгодном месте и на большую глубину.

Высокая проходимость дает возможность танкам двигаться по бездорожью, преодолевать естественные и искусственные препятствия и обеспечивает наиболее эффективное использование танков.

Разнообразие боевых задач, выполняемых танками в сложных условиях современного боя и операции, требует, чтобы танки обладали высокой надежностью, были просты и удобны в обслуживании и приспособлены к ремонту в полевых условиях. В то же время конструкция танка в целом и его агрегатов в отдельности должна удовлетворять требованиям серийного производства.

В Советской Армии принято классифицировать танки по весу. В зависимости от веса они подразделяются на три типа:

1. Легкие — весом до 20 т.
2. Средние — весом от 20 до 40 т.
3. Тяжелые — весом свыше 40 т.

В зарубежных армиях существуют классификации по другим признакам (вооружению, назначению и т. п.). Поэтому указанные пределы весов по отношению к зарубежным танкам являются

ориентировочными. Например, танк М41 весит 22,7 т, но считается в США легким, танки М47 и М48 имеют вес свыше 40 т, однако называются средними.

Боевые свойства одинаковых по классу танков могут существенно различаться между собой. Это является следствием различия в тактико-технических требованиях, заданных при проектировании, и качества выполнения этих требований в созданной конструкции. Боевые качества танков в целом отражают уровень военной науки, инженерно-конструкторской мысли и развития промышленности страны.

В табл. 1 приведены основные тактико-технические показатели современных зарубежных танков.

§ 2. СОДЕРЖАНИЕ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ И ОБОСНОВАНИЕ ЗАДАВАЕМЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Проектирование танка осуществляется в соответствии с предъявляемыми к нему основными требованиями, совокупность которых и называют тактико-техническими требованиями.

Тактико-технические требования должны с достаточной полнотой охватывать основные боевые и технические свойства проектируемого танка, но вместе с тем они не должны связывать инициативу конструктора.

Обычно тактико-технические требования содержат следующие данные:

1. Боевой вес танка, допустимые пределы отклонений.
2. Экипаж.
3. Габариты.
4. Вооружение и боевой комплект.
5. Броневую защиту.
6. Тип и мощность двигателя, максимальную скорость.
7. Запас хода.
8. Параметры, характеризующие проходимость.
9. Гарантийный километраж.
10. Специальные требования.

Рассмотрим содержание тактико-технических требований.

1. Боевой вес. При наличии эскизного проекта боевой вес может быть задан точно. В противном случае он задается ориентировочно в соответствии с типом танка. Для определения веса танка агрегаты, механизмы и оборудование разбиваются по весовым группам, и вес каждой группы оценивается ориентировочно по аналогии с выполненными конструкциями (корпуса и башни, вооружения и боекомплекта, моторной группы, трансмиссии, двигателя, подвески и т. д.). При этом учитываются особенности проектируемой машины (вооружение, броневая защита, мощность двигателя и т. п.). Общий вес танка получается суммированием весов отдельных групп с включением небольшой надбавки порядка 2÷3%.

Таблица 1

Параметры	С Ш А			Англия		Франция
	M41	M48	M103	"Центу- рион"	"Конке- роп"	АМХ "Тюрены"
Боевой вес, т	22,7	≈12,6	56,9	50	64	14,5
Экипаж, чел	4	4	5	4	4	3
Габариты: длинна корп., м	5,82	6,71	--	6,98	7,85	4,88
Ширина, м	3,15	3,71	3,71	3,38	3,96	2,51
Высота, м	2,75	2,94	3 22	2,95	3,15	2,18
Калибр пушки, мм	76,2	90	120	83,8	120	75
Нач. скорость бронеб. сна., м/сек	≈900	914	--	1020	--	1000
Боекомплект пушки	57	60	32	65	--	37
Пулеметы (колич. и калибр, мм)	1-12,7 1-7,62	1-12,7 2-7,62	1-12,7 2-7,62	1-7,92	2-7,92	1-7,5
Толщина брони, мм, угол наклона, град:						
Корпус: нос. (верх)	32	101/60°	≈127	76/57°	≈150	20
борт	25	76	--	50,8/12°	--	--
Башня: лоб	38	178	--	152	152	40
борт	--	--	--	93	--	--
Максим. скор., км/час	60	45	34	35	34	65
Запас хода наибольший, км.	210	105	125	140	--	300
Средн. Уд. Давлен., кг/см ²	0,67	0,90	0,87	0,9	--	0,615
Двигатель	Бензиновый			Бензиновый		Бензиновый
Максим. мощность, л. с	500	810	810	640	--	270

2. Экипаж. Число членов экипажа задается с учетом опыта эксплуатации существующих машин и размещаемого в танке вооружения.

На современных средних и тяжелых танках экипаж состоит из четырех человек, редко — из пяти.

3. Габариты. В задании оговаривается, как правило, наибольшая ширина танка, допускаемая по условиям перевозки по железным дорогам. Высота машины должна обеспечивать удобство работы экипажа. Длина танка определяется выполнением различных требований и главным образом получением благоприятного отношения длины опорной поверхности гусениц к ширине колеи.

4. Вооружение и боевой комплект. Обычно в задании указываются определенная артиллерийская система и желательный боекомплект.

При выборе орудия необходимо учитывать:

— отработанность системы для серийного производства; наличие требуемых типов боеприпасов к ней;

— приспособленность орудия для танка, т. е. наличие малого отката, малого радиуса обметания, уравновешенности относительно оси цапф, высокой скорострельности при размещении в танке (унитарный выстрел обеспечивает более высокую скорострельность по сравнению с раздельным), минимальной силы сопротивления откату, простоты и удобства обслуживания.

Современные танковые пушки имеют калибр в пределах от 75 до 122 мм и начальные скорости до 1000 м/сек для бронебойных снарядов.

Для пулеметного вооружения указываются число пулеметов, их тип и места расположения (спаренный с пушкой, курсовой, зенитный и т. д.). Указывается также число патронов к пулеметам.

В зависимости от калибра пушки число выстрелов к ней колеблется в значительных пределах (от 28 до 70). Число патронов для пулеметов достигает 3000.

5. Броневая защита. При составлении тактико-технических требований в задании указывается, от орудия какого калибра и с какой дистанции должна защищать броня носа корпуса и лобовой части башни. При этом учитывается, что в современных условиях в связи с возрастанием бронепробиваемости снарядов и увеличением толщины брони нет возможности равноценно защищать все части корпуса и башни танка. Поэтому наиболее толстой броней с большими углами наклона защищают лобовую часть корпуса и башни, как наиболее подверженные огневому воздействию противника. Остальные броневые детали выполняются с меньшей толщиной. Таким образом, броневая защита современных танков является резко дифференцированной.

Толщина брони лобовых плоскостей современных средних и тяжелых танков колеблется в пределах 75—150 мм.

6. Тип и мощность двигателя. Чаще всего задается готовый двигатель с указанием его типа, мощности и основных

данных скоростной характеристики. Для специально проектируемого двигателя разрабатывается техническое задание.

Для танкового двигателя желательны следующие основные показатели:

— большая габаритная мощность и, что особенно важно, малая высота;

— высокая экономичность за счет малых удельных расходов топлива; в этом отношении наиболее выгодным является дизель;

— легкий запуск, особенно в условиях низких температур;

— максимальный коэффициент приспособляемости;

— достаточная долговечность.

При выборе двигателя следует учитывать весьма тяжелые условия его работы в танке: наиболее полное использование мощности (75—80% работы протекает при повышенных нагрузках), частые перегрузки, почти постоянную сильную запыленность воздуха, которая требует особого внимания к вопросам очистки воздуха.

На современных танках устанавливаются два типа поршневых двигатели — дизели и бензиновые — мощностью до 1000 л. с., с водяным или воздушным охлаждением. Удельная мощность танков ($\frac{N_e}{G}$) лежит в широких пределах (от 10 до 22 $\frac{\text{л.с.}}{\text{т}}$).

В последнее время внимание конструкторов привлекают газотурбинные двигатели с малыми габаритами, обладающие меньшей требовательностью к очистке воздуха и достаточно высокой надежностью. Однако на серийных танках эти двигатели пока не применяются из-за низких экономичности и приемистости. Кроме того, при них трудно обеспечить торможение танка двигателем.

Максимальная скорость танка определяется расчетом, если заданы мощность двигателя и вес танка. Особо важным показателем является средняя скорость, которая должна быть возможно большей.

Максимальные скорости современных тяжелых и средних танков достигают $35 - 45 \frac{\text{км}}{\text{час}}$.

7. Запас хода. Запас хода определяется главным образом возимым запасом горючего и типом двигателя (его удельным расходом). Бензиновые двигатели по сравнению с дизелями имеют больший удельный расход, работают на менее тяжелой топливе и при одинаковой емкости топливных баков обеспечивают меньший запас хода.

Обычно задается запас хода по шоссе исходя из опыта существующих конструкций и достигнутых в этом отношении показателей. Запас хода средних танков значительно больше, чем тяжелых.

Запас хода современных танков (с расходом горючего основных топливных баков) лежит в широком пределе — от 100 до 300 км — в

зависимости от условий движения, типа двигателя, трансмиссии и т. д.

8. Параметры, характеризующие проходимость. Важнейшим параметром, характеризующим проходимость танка по мягким и болотистым грунтам, является среднее удельное давление. Оно задается ориентировочно, так как зависит от ширины гусениц, которая в свою очередь зависит от ширины машины и ее корпуса.

Обеспечение хорошего показателя среднего удельного давления является трудной задачей, если общая ширина машины ограничивается условиями перевозок по железным дорогам.

Остальные данные проходимости — максимальный угол подъема, ширина рва, глубина брода, клиренс могут согласовываться в ходе эскизного проектирования и выполняться на основании аналогии с существующими конструкциями. По отдельным параметрам, характеризующим проходимость, могут ставиться специальные требования.

Для современных танков характерны удельные давления $q = 0,7 - 0,9 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$; величины преодолеваемых препятствий для средних и тяжелых танков составляют: подъем — $30-35^\circ$; ров $2,5-2,7$ м; брод — $1,3-1,5$ м; вертикальная стенка $0,7-1,0$ м. Клиренс в среднем равен 400 мм.

9. Срок службы машины. В соответствии с имеющимся опытом задается срок службы машины, т. е. гарантийный километраж пробега машины без существенных износов ее деталей, что могло бы вызвать поломки и аварии. Указывается также срок службы отдельных агрегатов (двигателя, трансмиссии, гусениц) до их замены или ремонта.

10. Специальные требования. В специальных требованиях указываются средства связи, наблюдения, маскировки, средства облегчения запуска двигателя при низких температурах, противопожарное оборудование, требования по герметизации танка и т. п.

§ 3. МЕТОДЫ И ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Можно назвать два метода, применяемых при проектировании танков:

— метод, когда основным вопросом является компоновка танка, выполняемая на базе готовых или частично модернизируемых агрегатов;

— метод, когда наряду с разработкой компоновки танка ведется разработка конструкций механизмов и агрегатов.

Первый метод дает быстрый эффект, поскольку готовые или модернизируемые агрегаты уже освоены в производстве и проверены в эксплуатации. Производство машины может быть налажено в короткий срок.

Вместе с тем должна вестись постоянная работа по совершенствованию существующих механизмов и агрегатов и созданию новых.

Второй метод требует больше времени, так как проектирование, создание и доводка механизмов и агрегатов связаны с длительной и кропотливой работой конструкторов, научных учреждений и испытателей. Но этот метод может обеспечить танку более высокие показатели.

Процесс создания танка по заданным тактико-техническим требованиям можно разбить на несколько основных этапов:

— разработка эскизного проекта, когда выявляется основное конструктивное решение и определяется возможность выполнения поставленных задач, определяются схемы и основные данные всех агрегатов;

— разработка технического проекта, который содержит более подробную разработку и взаимную увязку принятых в эскизном проекте решений; в нем могут разрабатываться также агрегаты (если не используются готовые); изготавливается макет и проверяется удобство для работы экипажа;

— разработка рабочего проекта, когда производится детализация узлов, изготавливаются окончательные чертежи всех агрегатов, увязываются все разработанные агрегаты в соответствии с разработанной компоновкой, уточняются изменения;

— изготовление опытного образца, проходящего ряд испытаний по специальной программе, в ходе которых могут вноситься необходимые изменения.

Задача конструктора — наиболее полное выполнение поставленных требований экономически целесообразными средствами. Принятый на производство танк непрерывно совершенствуется по данным эксплуатации, причем совершенствование идет как по линии повышения основных боевых качеств, так и надежности работы агрегатов.

ГЛАВА 2

ОБЩАЯ КОМПОНОВКА ТАНКА

Под компоновкой танка понимается принятое размещение его агрегатов, механизмов, вооружения и рабочих мест экипажа.

В процессе проектирования танка общая компоновка является наиболее важным звеном, во многом предreshающим успех выполняемого проекта. Главной ее задачей является обеспечение танку заданных показателей по вооружению, броневой защите, подвижности и проходимости.

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОМПОНОВКЕ

К общей компоновке танка предъявляются следующие основные требования:

1. Размещение требуемого вооружения и обеспечение соответствующей броневой защиты при заданном весе танка.
2. Обеспечение высокой эффективности использования вооружения.
3. Обеспечение максимальной защиты от средств поражения.
4. Обеспечение высокой подвижности, запаса хода, проходимости и поворотливости.
5. Получение размеров танка, не выходящих за пределы, которые допустимы по условиям железнодорожных перевозок.
6. Приспособленность конструкции для серийного производства.
7. Удобство обслуживания агрегатов и механизмов, монтажа и демонтажа их в эксплуатации.

Комплексное удовлетворение перечисленных требований при общей компоновке танка встречает ряд затруднений, ибо большинство из этих требований находится во взаимном противоречии.

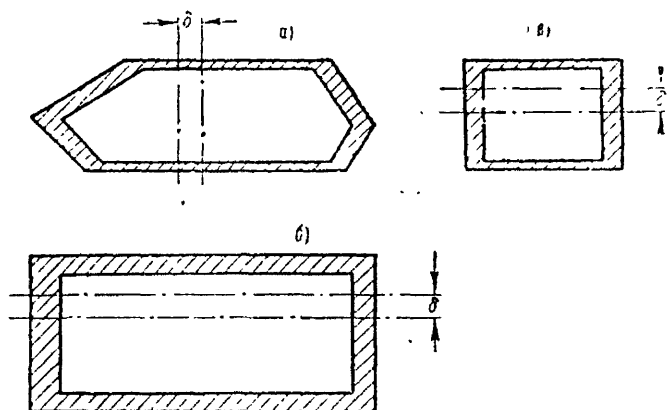
Рассмотрим пути выполнения основных требований к компоновке.

1. Размещение требуемого вооружения и обеспечение соответствующей бронезащиты при заданном весе танка.

Чтобы при данном вооружении и бронезащите не выйти из пределов заданного веса танка, необходимо стремиться к уменьшению

этого размера. Этот вопрос решается путем выбора рационального соотношения между размерами корпуса. Последние влияют на вес корпуса по-разному, что можно уяснить из фиг. 1.

Если уменьшить длину корпуса на величину δ (фиг. 1, а) и соответствующее этому сокращение веса принять за единицу, то уменьшение ширины корпуса на ту же величину δ (фиг. 1, б) даст уменьшение веса на 2—2,5 единицы, а уменьшение высоты на δ (фиг. 1, в) — уже на 3—7 единиц. Объясняется это различными величинами периметров сечений и неодинаковыми толщинами броневых листов корпуса. При уменьшении высоты в сечение большого периметра попадают листы корпуса, имеющие наибольшую толщину (носовые, бортовые и кормовые), а поэтому выигрыш в весе получается наибольшим. Таким образом, решающее влияние на вес танка оказывает высота корпуса.



Фиг. 1. Схема корпуса танка

Для уменьшения размеров корпуса необходимо разрабатывать малогабаритные агрегаты и механизмы трансмиссии и моторной установки и стремиться к выполнению наиболее плотной компоновки.

2. Высокая эффективность использования вооружения достигается:

- круговым обстрелом из установленного в башне вооружения, малыми размерами непоражаемого пространства, обеспечиваемого соответствующими углами снижения (на нос и корму) орудия и спаренного с ним пулемета, большими углами возвышения;

- стабилизаторами орудия в вертикальной плоскости и башни с орудием в горизонтальной плоскости (например, английский танк «Центурион»);

- удобством и легкостью наведения, прицеливания и ведения огня как от наводчика, так и от командира танка; наведение в обеих плоскостях должно осуществляться от общего пульта управ-

ления; с целью повышения точности огня применяются дальномеры-прицелы (М48);

— обеспечением удобств для работы экипажа (достаточный объем рабочих мест, размещение сидений, расположение механизмов наведения, смотровых приборов и т. п.);

— круговым наблюдением командира за счет расположения его смотровых приборов в наиболее высокой точке башни и с минимальными размерами непросматриваемого пространства;

— автоматизацией процесса заряжания или удобным расположением боекомплекта, включающего необходимые типы выстрелов, и достаточное их количество;

— хорошей вентиляцией боевого отделения, обеспечиваемой применением вентиляторов и эжекционных устройств для продувки ствола орудия.

3. Максимальная защита от средств поражения достигается:

— рациональным применением дифференцированного бронирования корпуса и башни в сочетании с малой высотой танка;

— достаточной жесткостью корпуса, в том числе крыши и днища, бронезащитой воздухопритоков и воздухоотводов, применением надежных уплотнений для герметизации отделения управления и боевого отделения;

— надлежащим расположением топливных баков и боекомплекта;

— наличием надежно действующего противопожарного оборудования;

— применением маскирующих окрасок (покрытий).

4. Высокие подвижность, запас хода, проходимость и поворотливость достигаются:

— применением двигателя, обеспечивающего необходимую удельную мощность и обладающего малым удельным расходом топлива;

— размещением топливных баков соответствующей емкости для получения нужных величин запаса хода;

— применением механизмов трансмиссии с высокими коэффициентами полезного действия и сервоприводами, облегчающими управление;

— конструкцией и размещением приборов наблюдения водителя, в том числе и для вождения ночью (например, танк М48), с малыми значениями непросматриваемого пространства;

— конструкцией ходовой части — движителя и подвески;

— малой величиной средних удельных давлений при соответствующем значении отношения длины опорной поверхности к ширине колеи танка ($\frac{L}{B}$);

— расположением оси переднего колеса (направляющего, а в некоторых конструкциях — ведущего) над опорной поверхностью на высоте 0,75—1,0 м;

— герметичностью корпуса в целом, расположением воздухопритоков на высоте, обеспечивающей преодоление брода заданной глубины;

— длиной танка и расположением центра тяжести посредине, для преодоления рвов заданной ширины;

— величиной клиренса и отсутствием выступающих частей под днищем танка;

— выбором рационального отношения $\frac{L}{B}$; (хорошая поворотливость обеспечивается при значениях $\frac{L}{B} = 1,5 - 1,8$, предельно допустимым можно считать $\frac{L}{B} \leq 2$).

5. Получение размеров танка, не выходящих за пределы, которые допустимы по условиям железнодорожных перевозок, обеспечивается:

— соответствующей шириной танка. Предельная ширина грузов, принимаемых к перевозке по железным дорогам Советского Союза без нарушения или ограничения двустороннего движения, составляет 3,414 м. Для железных дорог Англии эта ширина равна 2,9 м, для США — 3,13 м, для большинства стран Европы — 3,15 м. Высота и длина танка на возможности железнодорожных перевозок не влияют, так как эти размеры обычно меньше допустимых предельных габаритов;

— плотной компоновкой, применением малогабаритных агрегатов.

6. Приспособленность конструкции для серийного производства достигается:

— технологичностью конструкции танка в целом, его агрегатов и механизмов, допускающей использование современного оборудования и методов производства;

— широким использованием готовых и заводских нормалей;

— разработкой и применением унифицированных деталей, узлов и механизмов для различных типов машин;

— применением малодефицитных и недорогих материалов;

— отсутствием узлов и деталей, для обработки которых требуется уникальное оборудование;

— отсутствием излишней требовательности к центровке агрегатов.

7. Удобство обслуживания, монтажа и демонтажа агрегатов и механизмов обеспечивается:

— расположением двигателя и трансмиссии в кормовой части корпуса;

— достаточным числом люков и съемных броневых листов корпуса;

— удобным доступом к точкам контроля, регулировок и смазки.

§ 2. ТИПИЧНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ОБЩЕЙ КОМПОНОВКЕ ТАНКОВ

Из разнообразных компоновок, применявшихся на танках, остались лишь те, которые лучше других отвечают предъявляемым требованиям и оправдали себя в практике танкостроения. К таким компоновкам относятся:

1. Кормовое расположение трансмиссии и двигателя.
2. Носовое расположение трансмиссии при кормовом размещении двигателя.
3. Носовое расположение трансмиссии и двигателя.

Первый и второй типы компоновок в течение продолжительного времени применялись в одинаковой степени. За рубежом зачастую предпочтение отдавалось второму типу. У нас же при создании средних и тяжелых танков неизменно использовался первый тип компоновки. К этому пришли в настоящее время и зарубежные конструкторы. Третий тип компоновки находил широкое применение только на легких танках и на САУ.

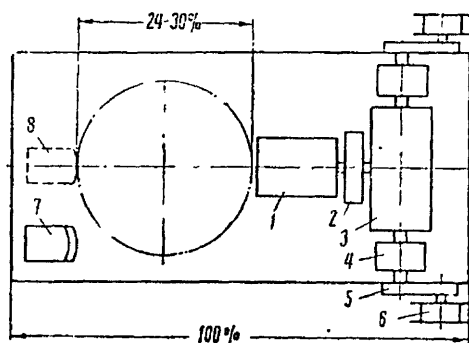
Рассмотрим главные особенности перечисленных типов компоновок.

1. Кормовое расположение трансмиссии и двигателя (фиг. 2).

Такая компоновка принята на подавляющем большинстве современных танков.

Напомним, что корпус танка разделяется на отделения: управления, боевое, моторное и трансмиссионное. Во всех случаях целесообразно, чтобы возможно большая часть длины корпуса приходилась на боевое отделение за счет сокращения моторного и трансмиссионного отделений. Этим создаются благоприятные условия для установки артиллерийского вооружения, размещения достаточного боекомплекта и работы экипажа, находящегося в боевом отделении.

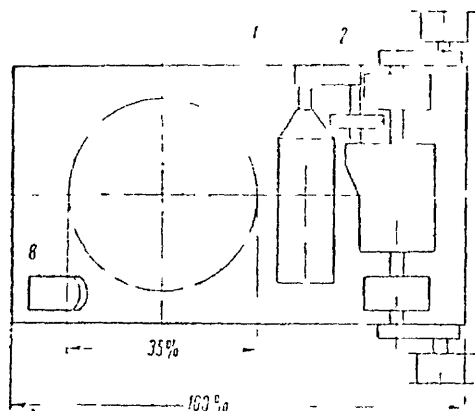
При кормовом расположении трансмиссии и двигателя, когда последний расположен вдоль машины (см. фиг. 2), как это имеет место на танках Т-34 и ИС-3, моторно-трансмиссионное отделение занимает значительную часть длины корпуса. В этом случае длина боевого отделения в зависимости от плотности компоновки моторно-трансмиссионного отделения составляет 24—30% от длины корпуса.



Фиг. 2. Схема кормового расположения двигателя и трансмиссии:

1—двигатель; 2—главный фрикцион; 3—коробка передач; 4—механизм поворота; 5—бортовая передача; 6—гедущее колесо; 7—сиденье водителя; 8—сиденье водителя на тяжелых танках

Разновидность такой компоновки с двигателем, расположенным поперек машины (фиг. 3), как это выполнено на танке Т-44, позволяет увеличить длину боевого отделения до 35% от длины корпуса



Фиг. 3. Схема кормового расположения двигателя и трансмиссии:

1—двигатель; 2—гитара; 3—главный фрикцион; 4—коробка передач; 5—механизм поворота, 6—бортовая передача, 7—ведущее колесо, 8—сиденье водителя

На длину боевого отделения влияет также месторасположение сиденья механика-водителя. С этой точки зрения более благоприятным является размещение сиденья слева по ходу, как выполнено на средних танках Т-34 и Т-44. На тяжелых танках ИС-3 сиденье (см. фиг. 2) расположено по оси корпуса, что несколько ограничивает возможности увеличения длины боевого отделения.

При более детальном рассмотрении можно отметить следующие основные положительные качества данной компоновки:

а) так как трансмиссия находится непосредственно за двигателем, отпадает необходимость в передающем вале, проходящем через боевое отделение, благодаря этому уменьшается высота корпуса;

б) обеспечивается удобство монтажа и демонтажа агрегатов и механизмов трансмиссии, так как в корме корпуса легче разместить достаточное количество съемных броневых листов и люков;

в) часть агрегатов моторной группы можно разместить в трансмиссионном отделении, что повышает плотность компоновки;

г) проще обеспечивается хорошее охлаждение механизмов трансмиссии, поскольку эта задача решается в комплексе с охлаждением двигателя, расположенного рядом с трансмиссией;

д) создаются более благоприятные условия работы экипажа, так как он изолирован от механизмов, работающих со значительным шумом, выделением тепла и газов, а также облегчается решение задачи герметизации отделений управления и боевого;

е) ведущие колеса располагаются в кормовой части корпуса, где опасность поражения их меньше.

Этой компоновке присущи также и некоторые недостатки, из которых основными являются:

— смещение боевого отделения к носовой части корпуса (особенно при продольном расположении двигателя), что затрудняет установку длинноствольных пушек и увеличивает вероятность уты-

канья ствола в грунт при движении по сильно пересеченной местности;

— более сложная конструкция приводов управления трансмиссии (особенно механических) и больший объем их регулировок;

— затруднения в размещении люка и смотровых приборов механика-водителя, особенно при продольном расположении двигателя и установке сиденья по продольной оси корпуса.

2. Носовое расположение трансмиссии и кормовое расположение двигателя (фиг. 4).

Такая компоновка применялась на зарубежных танках довольно широко вплоть до конца второй мировой войны (танки T-V, T-VI, M4-A2 и др.).

При этой компоновке отделения управления и трансмиссионное совмещаются, их общая длина сокращается, благодаря чему удается использовать для боевого отделения до 42% от длины корпуса танка. Это создает лучшие условия для работы экипажа, облегчает задачу размещения мощной артиллерийской системы и достаточного боекомплекта. Рассматриваемая компоновка обладает следующими положительными качествами:

а) боевое отделение размещается по середине корпуса, что создает благоприятные условия для установки длинноствольных пушек;

б) упрощается конструкция приводов управления и уменьшаются объем их регулировок; обеспечивается удобный доступ к местам регулировок;

в) размещение люка и смотровых приборов механика-водителя не встречает трудностей;

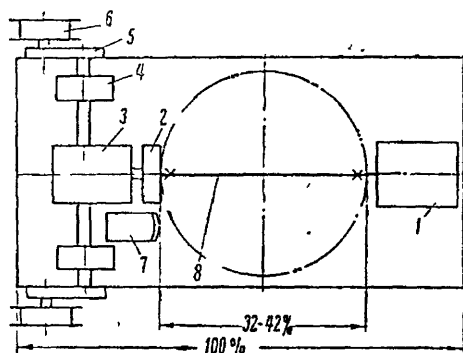
г) обеспечивается возможность обслуживания и устранения мелких неисправностей механизмов трансмиссии без выхода экипажа из танка.

Из основных недостатков можно отметить следующие:

— карданный вал, проходящий через боевое отделение, приводит к значительному увеличению высоты танка;

— ухудшаются условия охлаждения механизмов трансмиссии; для этой цели требуется применение специальных устройств для обдува последних;

— значительно затрудняются монтаж и демонтаж механизмов трансмиссии, в некоторых танках (T-VI) для этого необходимо снимать башню;



Фиг. 4. Схема кормового расположения двигателя и носового — трансмиссии:

1 — двигатель; 2 — главный фрикцион; 3 — коробка передач; 4 — механизм поворота; 5 — бортовая пегельда; 6 — ведущее колесо; 7 — сиденье водителя; 8 — карданный вал

— ведущие колеса расположены в носовой части корпуса, что увеличивает возможность их поражения.

В табл. 2 приведены величины относительной длины отделений корпуса (в % от длины корпуса в свету) при кормовом и носовом размещении трансмиссии

Таблица 2

Марка танка	Расположе- ние транс- миссии	Относительная длина отделений корпуса				Примечание
		управле- ния	боевое	моторное	трансмис- сионное	
T-34	кормовое	28	24,3	19	28,7	
ИС-2	то же	22,5	30,5	12	35	
„Кро- вель“	„	26	29,6	12,4	32	
МК-IV	„	28	26	22	24	
T-V	носовое	37	33	30	—	Для носового расположения трансмиссии длина отделения управления указа- на совместно с трансмиссионным.
T-VI	то же	29	33	33	—	
M4-A2	„	32,4	34,2	33,4	—	

3. Носовое расположение трансмиссии и двигателя (фиг. 5).

Такая компоновка применялась на легких танках (Т-40, Т-60). Двигатель и трансмиссия смещались к правому борту, а боевое отделение и башня — к левому. Это позволяло наиболее целесообразно использовать ограниченный объем корпуса легкого танка. Необходимым условием выполнения рассматриваемой компоновки является использование малогабаритных двигателей и механизмов трансмиссии.

Из положительных качеств подобной компоновки можно отметить:

— легкий доступ к механизмам моторной группы и трансмиссии;

— простоту конструкции приводов управления, легкость и доступность их регулировки.

К недостаткам следует отнести:

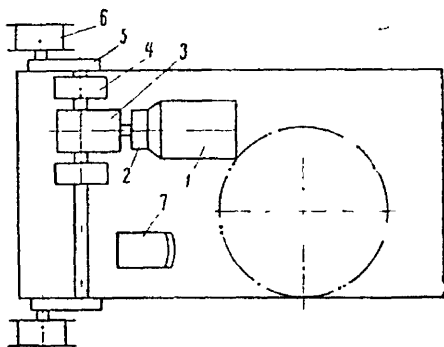
— невозможность использования всей ширины корпуса для боевого отделения, а потому — ограниченный диаметр погона башни и

калибр устанавливаемой в ней пушки, в связи с этим подобная компоновка для средних и тяжелых танков непригодна;

— ухудшение условий работы экипажа, так как двигатель и трансмиссия не изолированы от отделений боевого и управления.

Разновидностью подобной компоновки является размещение трансмиссии и двигателя в носовой части, применяемое на некоторых американских САУ. При этом удается избежать основного недостатка предыдущей компоновки, так как моторное отделение совмещается с трансмиссионным, а боевое смещается назад. Однако значительные трудности встречает размещение водителя и обеспечение ему хорошей обзорности.

Оценивая в целом различные типы компоновок, можно прийти к выводу, что наиболее приемлемой для танков является первая — с кормовым расположением трансмиссии и двигателя. Из этого, однако, не следует, что второй или третий тип компоновки изжил себя и не может найти применения в будущем. Решение сложной задачи компоновки современного танка в зависимости от поставленных перед конструктором задач может привести к использованию различных вариантов.



Фиг. 5. Схема носового расположения двигателя и трансмиссии:

1—двигатель; 2—главный фрикцион; 3—коробка передач; 4—механизм поворота; 5—бортовая передача; 6—ведущее колесо; 7—сиденье водителя

§ 3. КОМПОНОВКА ОТДЕЛЕНИЯ КОРПУСА И КОМПОНОВКА ХОДОВОЙ ЧАСТИ

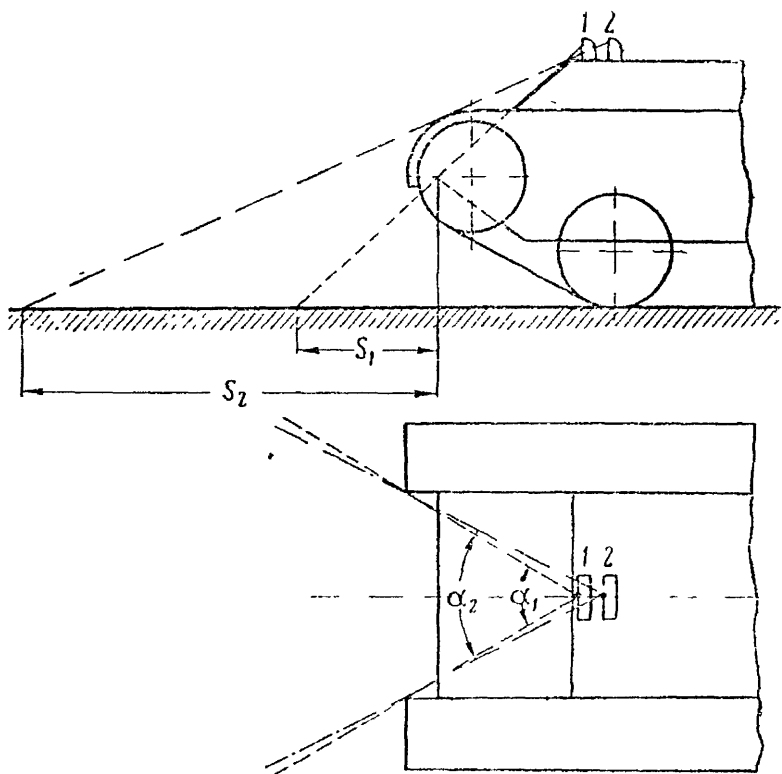
1. Компоновка отделения управления.

Компоновка отделения управления подчинена решению следующих основных задач:

- а) обеспечиванию наилучшей обзорности водителю;
- б) созданию удобств работы водителю при минимально допустимой высоте отделения управления;
- в) удобному размещению рычагов и педалей управления и контрольных приборов;
- г) удобному и легкому для использования расположению люка для входа и выхода водителя.

Обзорность водителя принято оценивать величиной непросматриваемого пространства впереди машины. Желательно, чтобы длина непросматриваемой площади (фиг. 6) не превышала 8 м. В боковом направлении водитель должен видеть крайние габариты машины.

Для увеличения обзорности водитель и его смотровые приборы должны размещаться как можно ближе к носовой части. Как видно из приведенной схемы (см. фиг. 6), перемещение смотрового прибора из точки 2 в точку 1 приводит к уменьшению расстояния S ($S_1 < S_2$) и увеличению угла α ($\alpha_1 > \alpha_2$). Эта задача решается легче при кормовом расположении трансмиссии, поскольку в этом случае носовая часть корпуса свободна от механизмов.

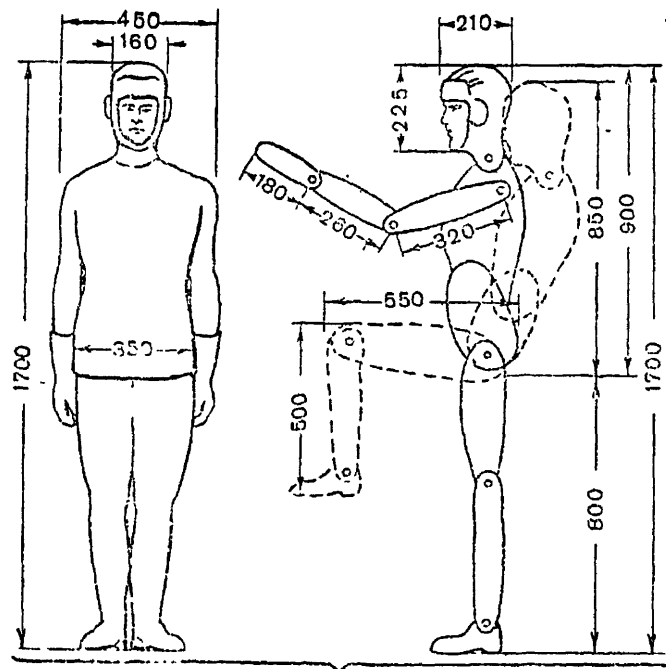


Фиг. 6. Влияние размещения смотровых приборов на величину непрозрачного пространства

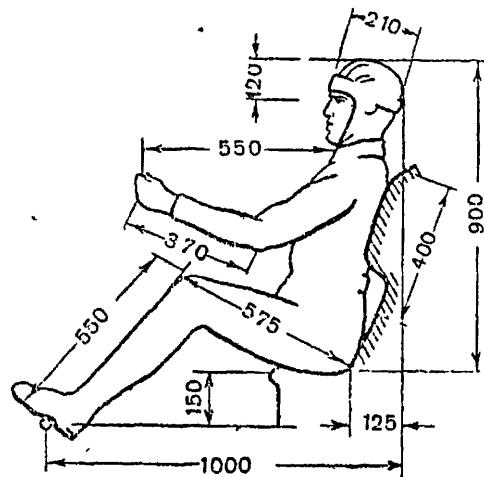
Удобство работы водителя зависит в первую очередь от конструкции сиденья и его основных размеров.

При разработке компоновки отделения управления и сиденья водителя можно руководствоваться средними размерами человека, приведенными на фиг. 7.

Важным является размер сиденья по высоте (фиг. 7, б), который должен быть не меньше 150 мм, чтобы не вызывать у водителя большой статической напряженности. Для снижения утомляемости на длительных маршах обычно предусматривается подъем сиденья водителя вверх для наблюдения через открытый люк. Для этого



a



б

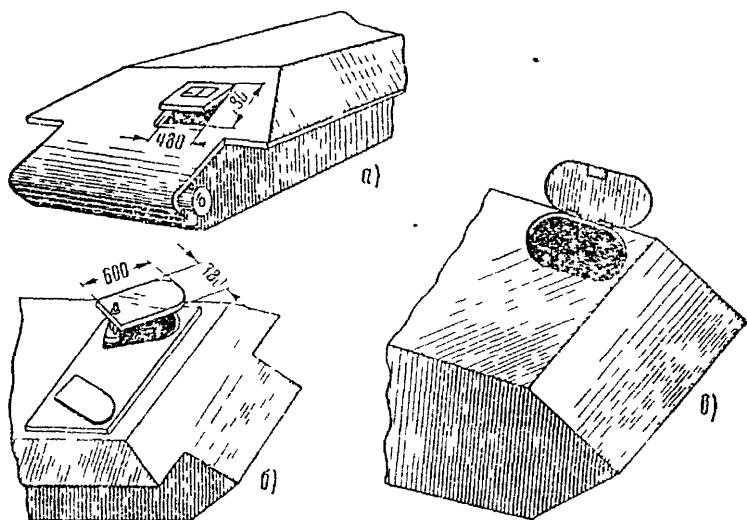
Фиг. 7. Средние размеры человека

положения желательны иметь съемный защитный козырек люка, предохраняющий водителя от пыли, дождя или снега.

Рычаги и педали должны располагаться удобно, в соответствии с размерами, указанными на фиг. 7, чтобы не вызывать у водителя излишней напряженности в работе.

Контрольные приборы должны размещаться впереди и сбоку водителя так, чтобы обеспечивалась хорошая видимость показаний без поворота головы.

Удобство входа в отделение управления и выхода из него обеспечивается конструкцией люка (фиг. 8).



Фиг. 8 Схемы размещения люков водителя

Люк, выполненный в лобовом броневом листе (фиг. 8, а), удобен для пользования, но сильно ослабляет основной броневой лист корпуса. К крышке люка из-за ее расположения в уязвимом месте предъявляются повышенные требования снарядостойкости.

С точки зрения защищенности от поражений расположение люка в крышке корпуса (фиг. 8, б) является более удачным. Для открытия люка его крышка приподнимается и поворачивается в горизонтальной плоскости. В некоторых случаях крышка крепится на шарнирах (фиг. 8, в) и является откидной. Однако такая крышка не может открываться, если пушка находится над ней.

У всех танков имеется еще запасный люк для выхода экипажа. Наиболее часто он располагается в отделении управления, в днище корпуса.

Аккумуляторные батареи иногда размещаются в отделении управления, но могут располагаться и в других отделениях корпуса. При их размещении должна быть предусмотрена легкая и удобная

ъемка и установка через соответствующий люк, а также возможность зарядки от внешнего источника.

2 Компоновка боевого отделения.

При компоновке боевого отделения решаются следующие основные задачи

а) размещение вооружения с обеспечением высокой эффективности его использования,

б) размещение боекомплекта для пушки и пулеметов;

в) размещение экипажа и обеспечение удобств его работы,

г) размещение средств связи и противопожарного оборудования.

Размещение вооружения. В свое время для размещения вооружения на танках устанавливали несколько башен (две, три и даже пять). На практике это себя не оправдало, так как приводило к увеличению габаритов корпуса и его веса, ослаблению броневой защиты и ряду других серьезных недостатков.

Современные танки имеют лишь одну вращающуюся башню. В ней устанавливаются пушка и спаренный с ней пулемет.

На иностранных танках делаются попытки применить строенную установку из пушки и двух пулеметов (справа и слева от пушки). В этом случае прицелы должны быть перископическими и должны устанавливаться на крыше боевого отделения.

Применение одной башни позволяет разместить в ней мощную пушку, обеспечить круговой обстрел, малое непоражаемое пространство, большие углы возвышения, стабилизирующие устройства, совершенные механизмы наведения с управлением от наводчика и командира

Это позволяет также получить малые габариты корпуса, а следовательно, большую толщину брони в пределах заданного веса танка

На некоторых танках в лобовой части корпуса размещают курсовой пулемет, из которого огонь ведется водителем. Большинство средних и тяжелых танков вооружается также зенитным пулеметом, размещаемым на крыше башни. Представляет интерес стремление обеспечить дистанционное управление огнем зенитного пулемета из башни при закрытых люках.

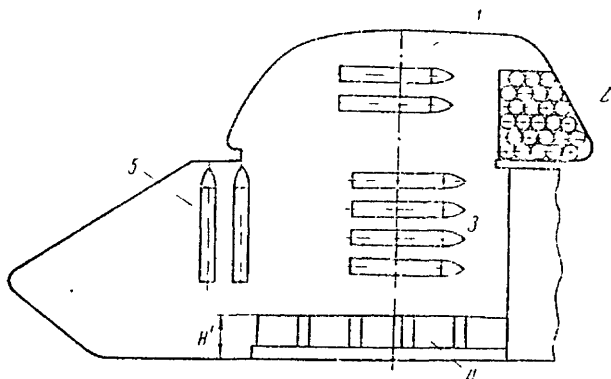
Размещение боевого комплекта. При размещении боекомплекта исходят из необходимости укладки заданного количества выстрелов определенных типов и патронов в наименее опасных местах и обеспечения удобства подачи выстрела к орудию.

Решение этих противоречивых задач связано с определенными трудностями, особенно при раздельном зарядании. В условиях весьма ограниченных объемов внутри танка для размещения боекомплекта используются все свободные места в боевом отделении, башне и отделении управления. Возможные места размещения боекомплекта показаны на фиг. 9

Укладка выстрелов в ящиках 4 на полу боевого отделения имела распространение на прежних танках. Эти выстрелы находятся в наименее поражаемой части корпуса, но их трудно доставать и на подачу выстрела к орудию приходится затрачивать много вре-

мени С другой стороны, такая укладка влечет за собой увеличение высоты танка на величину H' (см. фиг. 9), что крайне нежелательно.

Широко применяется размещение выстрелов в нише 2 башни, откуда их удобно подавать для заряжания, по вероятности их поражения здесь выше, чем на полу боевого отделения. Число выстрелов, укладываемых в нише башни, зависит от их габаритов и формы башни.



Фиг. 9. Схема расположения выстрелов в танке

Применяется также укладка выстрелов на бортах 1 башни, на бортах 3 корпуса в боевом отделении и отделении управления 5. Коробки с лентами для пулеметов крепятся в укладках, размещаемых в боевом отделении, отделении управления и в башне.

Размещение экипажа. В боевом отделении современного среднего или тяжелого танка размещается, как правило, три человека: командир танка, наводчик и заряжающий.

Площадь боевого отделения распределяется между членами экипажа неравномерно. Одну половину площади занимает командир и наводчик, а всю другую — заряжающий. Последний выполняет тяжелую работу по подаче выстрелов к орудью, поэтому ему отводится большая площадь.

Создание надежно действующего автомата заряжания позволило бы сократить экипаж на одного человека и использовать объем, занимаемый заряжающим, для размещения механизмов автомата и боекомплекта.

Сиденья членов экипажа должны иметь регулировку по высоте и по горизонтальной плоскости. Сиденье командира машины располагается выше остальных для удобства наблюдения через смотровые приборы командирской башни.

Удобство работы экипажа обеспечивается в первую очередь размерами боевого отделения: его высотой и диаметром погона в све-

ту D_c (фиг. 10), а также правильным размещением смотровых прицелов, прицелов и органов управления огнем. Высота боевого отделения от пола до крыши башни должна быть не меньше 1600 мм. Диаметр погона башни обычно находится в пределах 1750—1850 мм. Необходимо учитывать, что диаметр погона в свету D_c (см. фиг. 10) меньше диаметра погона D_n за счет толщины погона 1 и размеров ограждения 2 зубчатого венца 3 неподвижного погона.

При ограниченной общей ширине танка трудно получить большой диаметр погона башни, необходимый для мощных орудий. Поэтому используются корпуса сложной формы—с развалом или местным уширением в верхней части (так называемые надгусеничные корпуса).

Для входа и выхода экипажа в крыше башни выполняются, как правило, два люка, в некоторых конструкциях крышки люков уравниваются торсионами.

На работу экипажа сильно влияет загазованность боевого отделения при стрельбе. Для вентиляции боевого отделения необходимо устанавливать на крыше башни вентиляторы, засасывающие свежий воздух, в нише башни или на моторной перегородке — вентиляторы, выбрасывающие отработанный воздух. Весьма эффективна эжекционная продувка канала ствола.

Размещение средств связи, особенно радиостанции, должно обеспечивать наибольшие удобства при пользовании ими.

В табл. 3 приведены сравнительные данные боевых отделений некоторых танков.

Таблица 3

Марка танка	Расположение трансмиссии	Калибр пушки в мм	Экипаж башни	Диаметр погона башни в мм	Ширина рабочего места наводчика в мм	Ширина и длина рабочего места заряжающего, в мм	Расстояние от пола до крыши башни мм
T-34	кормовое	85	3	1570	500	500×900	1560
ИС-2	то же	122	3	1800	520	600×1000	1600
T-V	носовое	75	3	1600	560	500×500	1600
T-VI	то же	83	3	1800	520	670×1000	1580
M4-A2	"	75	3	1730	600	600×900	1570
МК-IV	кормовое	76	3	1380	460	380×700	1700

3. Компонировка моторного отделения.

При компоновке моторной группы решаются следующие основные вопросы:

- а) обеспечение возможно меньших габаритов моторного отделения;
- б) размещение радиаторов, вентиляторов, воздухопритоков и воздухоотводов, разработка воздушного тракта, обеспечивающего наименьшие затраты мощности на систему охлаждения;
- в) размещение воздухоочистителей;
- г) расположение топливных баков;
- д) размещение средств, облегчающих запуск двигателя зимой;
- е) обеспечение удобства обслуживания, монтажа и демонтажа.

Объем моторного отделения зависит от типа двигателя и его удельной мощности. Наиболее важным размером является длина моторного отделения, так как она непосредственно влияет на длину боевого отделения.

Высота моторного отделения зависит от размеров двигателя, однако практически ее выполняют равной высоте остальной части корпуса, определяемой размещением водителя. Желательно, чтобы днище корпуса в месторасположении двигателя было свободно от деталей подвески, что позволит предельно уменьшить зазор между ним и картером двигателя. Значительного уменьшения высоты моторного отделения можно достигнуть применением двигателя с горизонтальным расположением цилиндров. Компактность моторной установки принято оценивать мощностью в л. с., снимаемой с единицы объема, занимаемого установкой (двигатель со всеми системами), $\frac{N}{V} \frac{\text{л.с.}}{\text{м}^3}$. В табл. 4 приведены сравнительные данные двигателей и моторных установок некоторых танков.

Таблица 4

Марка танка	Д в и г а т е л ь				Объем моторной установки м³	$\frac{N}{V}$ $\frac{\text{л. с.}}{\text{м}^3}$
	длина мм	ширина мм	высота мм	мощность л. с.		
T-34	1558	1116	1072	500	4,4	113,6
T-V	1280	960	1030	760	4,4	150
T-VI	1280	960	1090	650	4,0	162,5
M4-A2	1660	1504	1157	2×210	3,2	131
MK-IV	1320	1220	750	350	3,2	109,4

У современных танков компактность моторной установки $\frac{A}{V}$ значительно превосходит величины, приведенные в таблице.

Размещение радиаторов, вентиляторов, воздухопритоков и воздухоотводов. Вопросы размещения радиаторов, вентиляторов, воздухопритоков, воздухоотводов и разработка воздушного тракта тесно связаны между собой и при проектировании решаются совместно. В выполненных конструкциях воздухопритоки системы охлаждения располагаются впереди (по ходу) воздухоотводов. Этим достигаются всасывание вентилятором менее запыленного воздуха и уменьшение сопротивления воздушного тракта. Конструкция воздухопритоков и воздухоотводов должна предотвращать стекание горючей смеси в моторно-трансмиссионное отделение, обеспечивать защиту от пуль, осколков снарядов и ударной волны. Для регулирования воздушного потока устанавливаются управляемые жалюзи, с помощью которых можно изменять проходные сечения воздухопритоков и воздухоотводов. В некоторых конструкциях жалюзи имеются только на воздухоотводах.

В качестве примера рассмотрим схемы компоновок моторно-трансмиссионных и моторных отделений некоторых танков (фиг. 11).

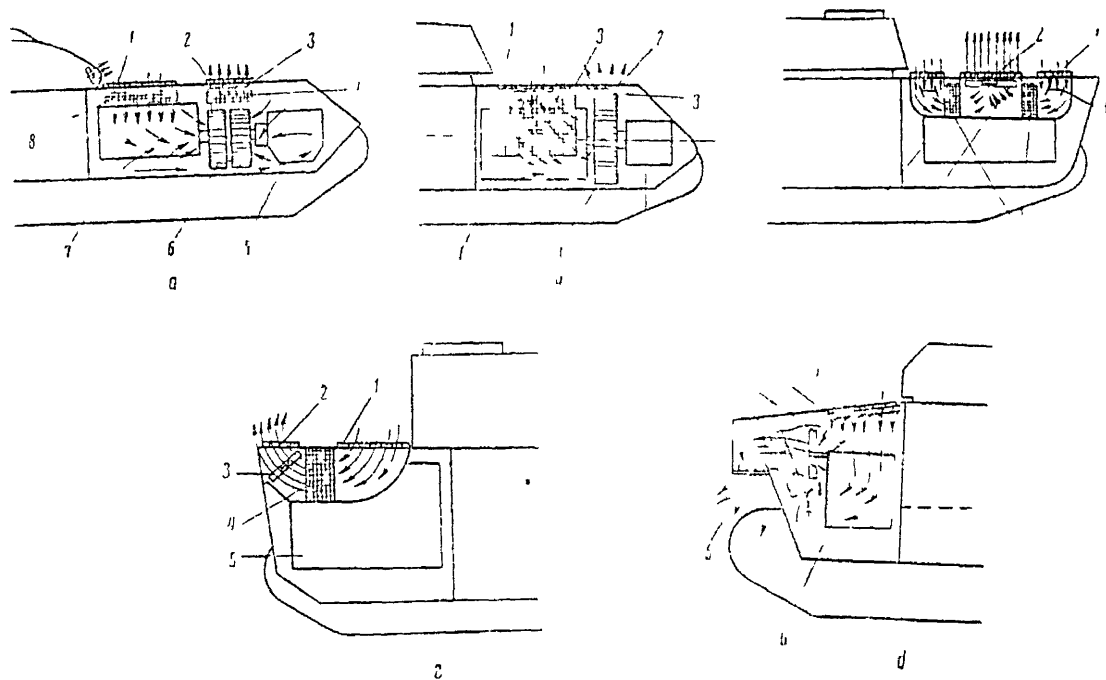
На схеме (фиг. 11, а) рабочие колеса вентилятора 6 установлены на носке коленчатого вала двигателя 7; воздухопритоки 1 расположены над двигателем; водяные радиаторы 4 размещены между вентиляторами и воздухоотводом 2; два масляных радиатора 8 установлены под воздухопритоками; имеются жалюзи 3 для регулирования потока охлаждающего воздуха.

Такая компоновка системы компактна, обеспечивает хороший обдув двигателя и агрегатов трансмиссии.

Система с установкой двух радиаторов 4 по бокам двигателя 7 показана на схеме, приведенной на фиг. 11, б. Вентилятор 6 крепится на носке коленчатого вала двигателя; воздухоприток 1 и воздухоотвод 2 имеют регулируемые жалюзи 3.

Эта схема также обеспечивает обдув двигателя и агрегатов трансмиссии, но по компактности уступает предыдущей. Нижняя часть радиаторов обдувается хуже верхней.

Система с размещением радиаторов 4 и вентилятора 5 в отдельных отсеках (таких отсеков два) показана на схеме, изображенной на фиг. 11, в. Отсеки изолированы от моторного отделения; на воздухопритоках установлены жалюзи 3; компоновка компактна; воздушный тракт короткий и обладает малым сопротивлением; поскольку отсеки изолированы, исключается засос пыли и грязи в моторное отделение, облегчается подготовка танка к подводному вождению; вентиляторы отключаются, а радиаторы охлаждаются заборной водой; обдув двигателя и охлаждение агрегатов трансмиссии (последние расположены в носовой части корпуса) не обеспечиваются.



Фиг. 11. Схема компоновки систем охлаждения

Подобная же система показана на схеме, приведенной на фиг. 11, г. В отличие от предыдущей здесь в каждом отсеке установлено по одному радиатору 4.

На схеме (фиг. 11, б) приведена система с двумя осевыми-вентиляторами 3, подающими воздух на радиатор 4, жалюзи 2 установлены на воздухопритоке 1, воздухоотвод 5 расположен в корме.

Система компактна, с коротким воздушным трактом, обеспечивает обдув двигателя

Размещение воздухоочистителей. Воздухоочистители целесообразно размещать в местах с меньшей запыленностью воздуха, в стороне от воздушных трактов системы охлаждения. Чаще всего они размещаются в зависимости от наличия свободных пространств в моторном или трансмиссионном отделении с учетом обеспечения хорошего доступа к ним для обслуживания.

Основным требованием к воздухоочистителям является высокая степень очистки воздуха в течение длительного времени.

Размещение топливных и масляных баков. Масляные баки размещают в непосредственной близости от двигателя с целью уменьшения длины всасывающего трубопровода насоса. Топливные баки для соблюдения пожарной безопасности целесообразно размещать в нижней части корпуса и корме. Система питания должна быть выполнена таким образом, чтобы обеспечить 100% выработки горючего. Стремление увеличить объем возимого горючего приводит к тому, что для размещения топливных баков часто используют все свободные объемы корпуса (фиг. 12, а).

Топливные баки 1 размещены в боевом отделении, баки 2 — в моторном и 4 — в трансмиссионном. Масляные баки 3 находятся в моторном отделении

Данный способ размещения баков, хотя и обеспечивает большой объем возимого горючего, имеет ряд существенных недостатков. Основные из них — это большая уязвимость баков, расположенных по всему борту, и уменьшение габаритов боевого отделения из-за баков 1.

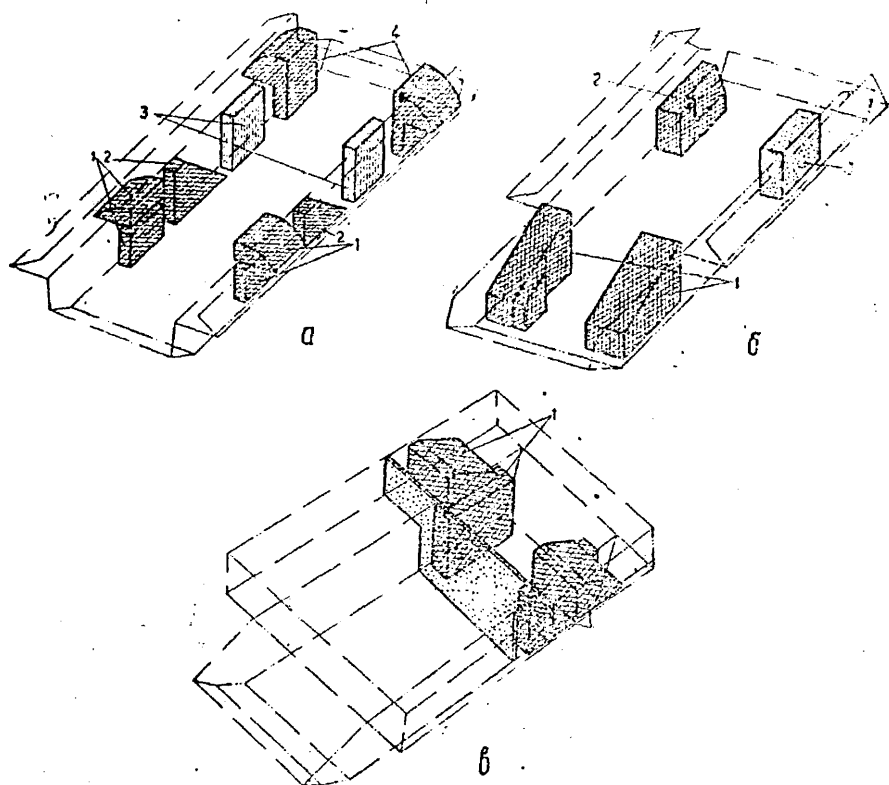
На схеме (фиг. 12, б) показан другой способ размещения баков. Два топливных бака 1 большой емкости находятся в отделении управления и защищены лобовой броней корпуса, один топливный бак 2 и один масляный бак 3 установлены в моторном отделении.

По сравнению с предыдущей эта система менее уязвима.

Большое распространение имеет способ размещения топливных баков в моторном отделении (фиг. 12, в). Здесь же помещается и масляный бак. Эта часть корпуса менее уязвима и поэтому удобна для размещения горючего.

На большинстве танков устанавливаются еще дополнительные наружные баки большой емкости. Они не имеют броневой защиты, и топливо из них расходуется в первую очередь.

Средства, облегчающие запуск двигателя в зимних условиях, могут располагаться в моторном или боевом отделении, на днище танка.



Фиг. 12. Схема размещения топливных и масляных баков

4. Компоновка трансмиссионного отделения.

При компоновке трансмиссионного отделения решаются следующие основные вопросы:

а) наиболее рациональное использование ширины корпуса в свету;

б) использование объемов, не занятых агрегатами трансмиссии, для размещения агрегатов моторной установки;

в) обеспечение удобств монтажа, демонтажа и обслуживания.

Ширина корпуса в свету B_c (фиг. 13) выявляется из общей компоновки. При ширине танка B_0 величина B_c определяется из выражения

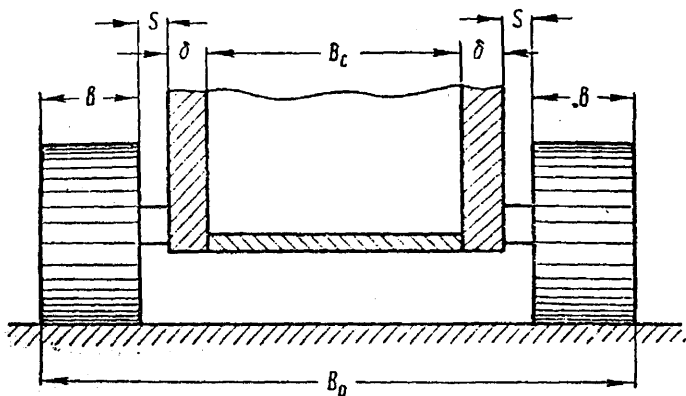
$$B_c = B_0 - 2(b + \delta + s), \quad (1)$$

где b — ширина гусеницы;

δ — толщина бортовой брони;

s — зазор между гусеницей и корпусом.

Размер B_0 является заданным; зазор s обычно не превышает 20—50 мм и практически на величину B_c влияет мало. Толщина бортовой брони в зависимости от типа танка колеблется в значительных пределах и оказывает заметное влияние на величину B_c тяжелых танков.



Фиг. 13. К определению ширины корпуса в свету

Наибольшее влияние на величину B_c оказывает ширина гусеницы b : последняя тем больше, чем тяжелее танк. Поэтому, как правило, ширина корпуса в свету у тяжелых танков меньше, чем у средних.

При компоновке трансмиссионного отделения тяжелого танка (а часто и среднего) бортовые передачи смещают как можно больше наружу, размещая их в бортовых броневых листах и ведущих колесах. Это дает возможность использовать почти весь размер B_c для коробки передач, механизма поворота и остановочных тормозов.

Длина и высота трансмиссионного отделения зависят от типа агрегатов трансмиссии.

Ввиду сложной конфигурации агрегатов часть объема трансмиссионного отделения остается свободной и используется обычно для размещения агрегатов моторной установки: радиаторов, топливных баков и т. п.

Удобство монтажа, демонтажа и обслуживания обеспечивается наличием съемных броневых листов крыши, люков в крыше и днище.

5. Компоновка ходовой части.

Основными вопросами компоновки ходовой части являются:

а) обеспечение среднего удельного давления в соответствии с заданием;

б) обеспечение высоких показателей по преодолению препятствий;

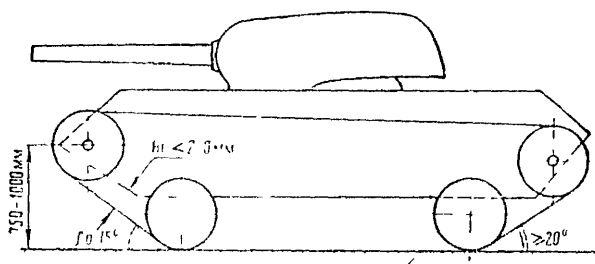
в) обеспечение малой уязвимости агрегатов ходовой части;

г) обеспечение рациональной формы корпуса.

Заданное среднее удельное давление обеспечивается применением широких гусениц.

В пределах допустимой ширины танка целесообразно применять возможно более широкие гусеницы, так как это позволяет значительно повысить проходимость по мягким, болотистым грунтам. Как известно, при одинаковых удельных давлениях широкая гусеница в значительной степени превосходит узкую по проходимости.

Высокие качества по преодолению препятствий во многом зависят от формы гусеничного обвода. На фиг. 14 приведены желательные параметры гусеничного обвода.



Фиг. 14 Оптимальные параметры гусеничного обвода

В пределах рационального отношения $\frac{L}{B}$ необходимо стремиться к такой длине опорной поверхности, которая обеспечит хорошее преодоление рвов, воронок и других препятствий.

Малая уязвимость агрегатов ходовой части достигается низким размещением гусеничного обвода и расположением упругих элементов подвески внутри корпуса. Иногда упругие элементы размещаются снаружи, за опорными катками, в известной мере защищая их от поражений.

Попытки бронирования ходовой части, как показал опыт военных конструкций, полностью себя не оправдали. Такие решения обычно приводят к увеличению веса машины, резко ухудшают проходимость в условиях распутицы и на мягких грунтах, значительно усложняют конструкцию ходовой части и создают большие неудобства в эксплуатации.

Снижения высоты корпуса можно достигнуть путем выноса подвески наружу, но для этого необходимо создавать малогабаритные упругие элементы, удобные для размещения снаружи. Обычная торсионная подвеска эту задачу не решает.

§ 4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА МАШИНЫ ПО ОТДЕЛЬНЫМ ГРУППАМ

Распределение веса танка по группам характеризует рациональность компоновки, обработку конструкции в целом и по отдельным агрегатам и механизмам.

В выполненных конструкциях вес отдельных групп в % от веса танка характеризуются данными, приведенными в табл. 5.

Таблица 5

Данные	Корпус и башня %	Артилле- рийская установка %	Моторная установка %	Трансмиссия %	Ходовая часть
Пределы значений	36,4—56,6	5,6—19,8	4,5—11,2	4,2—13,5	17,5—27,8
Средние величины	48,5	13,14	8,48	7,48	22,4

Как видно из приведенной таблицы, основную долю веса танка составляют корпус и артиллерийская установка. Моторная установка и трансмиссия занимают незначительную часть веса танка, но они имеют большие габариты и, требуя для своего размещения большого объема корпуса, тем самым влияют на вес танка. Поэтому следует добиваться уменьшения объемов агрегатов моторной установки и трансмиссии. Большой процент составляет вес ходовой части, причем, больше половины его приходится на гусеницы. Подвеска, размещаемая внутри корпуса, увеличивает его объем и вес. Вынос подвески из корпуса может уменьшить эти величины.

Распределение веса не может, конечно, полностью характеризовать совершенство компоновки и конструктивное совершенство агрегатов. Большой вес корпуса может получиться в результате больших его размеров. Для более полной оценки компоновки следует еще определить сравнительную броневую защиту Δ по выражению

$$\Delta = \frac{\frac{\delta_1}{\cos \alpha_1} + \frac{\delta_2}{\cos \alpha_2} + \frac{\delta_3}{\cos \alpha_3} + \frac{\delta_4}{\cos \alpha_4}}{G} \left[\frac{\text{мм}}{t} \right]; \quad (2)$$

где δ_1 — толщина носовой брони корпуса, мм;
 α_1 — угол наклона носового листа, град.;
 δ_2 — толщина лобовой брони башни, мм;
 α_2 — угол наклона лобовой брони башни, град.;
 δ_3 — толщина бортовой брони корпуса, мм;
 α_3 — угол наклона бортовой брони, град.;
 δ_4 — толщина бортовой брони башни, мм;
 α_4 — угол наклона борта башни, град.;
 G — вес танка, т.

Формула сравнительной защиты включает приведенную (или защищающую) толщину основных броневых деталей корпуса и башни, на которые приходится около 90% попаданий. По ней можно производить сравнительную оценку защиты различных танков и плотности их компоновки. Чем больше Δ , т. е. чем больше приведенной толщины брони в миллиметрах приходится на тонну веса, тем более совершенным с точки зрения защиты является танк, тем более плотна его компоновка.

Для примера определим относительную защищенность танков Т-34 и Т-V по данным, приведенным в табл. 6.

Таблица 6

Марка танка	Вес <i>т</i>	Нос корпуса		Лоб башни		Борт корпуса		Борт башни	
		толщина <i>мм</i>	α°	толщина <i>мм</i>	α°	толщина <i>мм</i>	α°	толщина <i>мм</i>	α°
Т-34	32	45	60	90	30	45	40	76	30
Т-V	45	85	55	100	0	40	50	45	25

$$\Delta_{(T-34)} = \frac{\frac{45}{0,5} + \frac{90}{0,87} + \frac{45}{0,77} + \frac{76}{0,87}}{32} = \frac{340}{32} = 10,6 \frac{\text{мм}}{\text{т}}.$$

$$\Delta_{(T-V)} = \frac{\frac{85}{0,57} + 100 + \frac{40}{0,61} + \frac{45}{0,91}}{45} = \frac{361}{45} = 8,0 \frac{\text{мм}}{\text{т}}.$$

Относительная защищенность у танка Т-34 выше, что объясняется более плотной компоновкой. У современных танков Δ достигает значительно больших величин.

§ 5. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ САМОХОДНЫХ АРТИЛЛЕРИЙСКИХ УСТАНОВОК (САУ)

Создание самоходных артиллерийских установок в большинстве случаев производится на базе существующих танков. Особенности компоновки САУ связаны с необходимостью размещения артиллерийской системы большей, чем на танке, мощности непосредственно в корпусе без вращающейся башни. В САУ, выполненных на базе танков, при компоновке обычно оставляют без изменения моторно-трансмиссионные отделения и ходовую часть.

Перекомпоновке подвергается боевое отделение и отделение управления. Место для механика-водителя обычно оставляется слева по ходу, артиллерийская система иногда смещается несколько вправо от продольной оси для высвобождения достаточного места водителю.

Однако в тех случаях, когда на базе танка создается САУ с артиллерийской системой, имеющей длинный ствол, такое решение по компоновке не всегда дает удовлетворительные результаты. Оно может привести к большой общей длине машины с пушкой, значитель-

ному смещению центра тяжести к носу, в результате чего ухудшается проходимость и затрудняется преодоление препятствий ввиду опасности задевания грунта стволом орудия.

В некоторых случаях задача решается путем применения компоновки с носовым расположением трансмиссии и двигателя — машина как бы поворачивается кормой вперед. В трансмиссионном отделении высвобождается место для размещения механика-водителя, боевое отделение перемещается назад, в корму машины. Таким образом удается уменьшить общую длину машины с пушкой и сохранить ее высокую проходимость.

В этом случае иногда пушка устанавливается в башне без кругового вращения.

Такая перекомпоновка вызывает, конечно, необходимость внесения конструктивных изменений в броневой корпус, некоторые агрегаты трансмиссии и ходовой части. Особенно серьезных конструктивных изменений требует броневой корпус, так как броневые детали носа и кормы надо менять местами, а это не всегда возможно из-за резкого различия между формами кормы и носа.

Иногда при компоновке САУ вносят изменения и в ходовую часть. На некоторых машинах с носовым расположением трансмиссии с целью уменьшения раскачивания и удельного давления и повышения устойчивости машины во время выстрела направляющие колеса опущены на грунт и превращены одновременно в опорные катки. Повышение устойчивости САУ при выстреле может быть обеспечено и применением откидных сошников.

При компоновке САУ необходимо учитывать, что артсистема должна иметь некоторый угол горизонтального наведения относительно корпуса. Для этого требуется более широкое, чем в танке, боевое отделение. Величина угла горизонтального наведения зависит от размеров казенной части орудия и ширины боевого отделения. В выполненных САУ угол горизонтального наведения находится в пределах 10—30°.

Отсутствие вращающейся башни и более низкое расположение орудия в САУ позволяют выполнить общую крышу отделений управления и боевого (если орудие расположено в носовой части) и уменьшить высоту машины.

Большая площадь крыши боевого отделения облегчает размещение посадочных люков экипажа и установку артиллерийской панорамы для стрельбы с закрытых позиций.

САУ должны иметь круговое бронирование.

При наличии тяжелых артсистем численность экипажа САУ по сравнению с танком, на базе которого она выполняется, может быть увеличена.

§ 6. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ ПЛАВАЮЩИХ ТАНКОВ

Конструкция плавающих танков имеет ряд особенностей, из которых одни облегчают компоновку, а другие значительно ее усложняют.

Отметим основные особенности.

— форма корпуса должна обеспечить возможно меньшее сопротивление движению наплаву;

— большой объем корпуса, получающийся из условия достаточного запаса пловучести, облегчает условия компоновки;

— для достижения хорошей остойчивости наплаву необходимо, чтобы центр тяжести располагался ниже центра величины;

— компоновка должна обеспечить танку небольшой дифферент на корму при движении наплаву;

— форма лобовой части корпуса и специальные отражатели должны предотвращать погружение верхнего лобового листа в воду при движении;

— должны быть предусмотрены специальные меры по обеспечению достаточной жесткости корпуса и башни;

— необходимо обеспечение надежной герметизации люков, погона башни, внутреннего оборудования, агрегатов трансмиссии и ходовой части, а также корпуса и башни в целом.

ГЛАВА 3

БРОНЕВОЙ КОРПУС

§ 1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОТИВОТАНКОВЫХ СРЕДСТВ

Противотанковая оборона представляет собой один из основных видов боевого и оперативного обеспечения войск. Она организуется во всех видах боевых действий с целью отражения атак танков и САУ противника и нанесения им возможно больших потерь. К средствам противотанковой обороны относятся:

1. Противотанковые пушки с бронебойными, кумулятивными и подкалиберными снарядами, танковые пушки, САУ, огнеметы и т. п.

2. Средства ближнего боя: противотанковые гранаты, связки ручных гранат, противотанковые ружья, реактивное оружие с кумулятивными гранатами, бутылки с зажигательной жидкостью.

3. Противотанковые заграждения: минные поля, фугасы, рвы, эскарпы, надолбы, завалы и т. д.

Противотанковая и танковая артиллерия представляет собой наиболее эффективное средство борьбы с танками. В годы второй мировой войны противотанковая артиллерия, за редким исключением, не имела существенных отличий от самоходной и танковой артиллерии как в баллистике, так и в конструкции. Конструктивные особенности заключались главным образом в креплении ствола и казенной части.

В качестве противотанковых и танковых пушек применялись орудия калибров от 20 до 128 мм. К концу войны основными стали орудия 75-мм калибра и выше.

За годы второй мировой войны бронепробивная способность снаряда, зависящая от дульной энергии артиллерийской системы, непрерывно повышалась за счет увеличения начальной скорости и массы снаряда, усовершенствования формы снаряда и его оживальной части, а также в результате создания новых типов снарядов: кумулятивного действия и подкалиберного.

Противотанковые гранаты используются для поражения ходовой части, а также крыши, днища и бортов танка.

На вооружении армий в период второй мировой войны имелись различные типы ручных противотанковых гранат, из которых наиболее мощные способны были поражать броню толщиной до 100 мм

Действенными мерами борьбы танка с гранатометчиками являются: обеспечение хорошей обзорности из танка и малого непоражаемого пространства вокруг танка и применение конструктивных форм броневых корпуса и башни, парализующих или ослабляющих действие противотанковой гранаты.

Противотанковые ружья имели широкое применение в прошедшей войне и предназначались для борьбы с легкими танками и бронемашинами, а иногда и со средними танками.

Противотанковые ружья калибра 14,5—20 мм с дистанции 100 м пробивали броню толщиной до 40—45 мм.

С усилением броневой защиты средних и тяжелых танков значение обычных противотанковых ружей с нарезным стволом уменьшилось и стали применяться реактивные ружья с кумулятивными гранатами (минами).

Зажигательные бутылки применялись для ослепления экипажа танка пламенем и дымом; кроме того, они вызывали пожар внутри танка вследствие проникновения горючей жидкости через жалюзи корпуса в моторное отделение. В целях защиты от бутылок с горючей жидкостью крыша танка над моторно-трансмиссионным отделением в некоторых машинах выполнялась покатой, а жалюзи для засоса и выброса воздуха располагались на бортовых или кормовых поверхностях корпуса.

Противотанковые мины предназначаются для поражения ходовой части (главным образом гусениц) и днища танка.

В период второй мировой войны наибольшее распространение получили мины нажимного действия, взрывающиеся при давлении на нажимную крышку силой в $150 \div 500$ кг.

К концу войны для усиления разрушающего эффекта в минах стали применять заряды кумулятивного действия.

Несмотря на огромное количество мин, применявшихся для минирования вероятных маршрутов движения танков, потери после них от мин составляли лишь 5—10% от общих потерь. Это объясняется трудностью минирования больших площадей и наличием средств разминирования (санерные подразделения и минные тралы).

В период второй мировой войны против танков использовалась также штурмовая авиация. В качестве средств поражения самолеты-штурмовики имели 20- и 37-мм пушки, ракетные установки и бомбы. Однако потери танков от авиации были незначительными и не превышали 5—7%.

Боевой опыт второй мировой войны показал, что поражение танков происходит главным образом от артиллерийского огня (до 90% от общих потерь). При этом основную массу безвозвратных потерь составляли сгоревшие и взорвавшиеся танки.

Следовательно, броня корпуса и башни танка должна рассчитываться из условия защиты от артиллерийского огня. Однако при этом необходимо учитывать также и новые виды оружия, появившиеся после второй мировой войны.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К БРОНЕВОМУ КОРПУСУ

Броневой корпус служит для защиты экипажа, боеприпасов, агрегатов, механизмов и внутреннего оборудования танка от поражения огнем противника.

В корпусе монтируются все основные агрегаты и механизмы танка. На нем устанавливается башня с вооружением.

К броневому корпусу предъявляются следующие требования:

1. Надежная защита от средств, против которых танк должен действовать. Это требование обеспечивается толщиной и качеством брони, а также формой корпуса.

2. Достаточная жесткость и прочность корпуса против действия снаряда и ударной волны, а также при использовании танка в качестве тарана, при преодолении препятствий и движении по пересеченной местности с высокими скоростями. Это требование обеспечивается главным образом способом и качеством соединения броневых деталей корпуса.

3. Минимальный вес при заданной защите и удовлетворительных условиях работы экипажа. Достигается правильным выбором соотношений основных размеров и формы корпуса и общей компоновкой.

4. Герметичность, исключаяющая проникновение воды, огня, свинцовых брызг, отравляющих, радиоактивных и других веществ. Обеспечивается плотным швом, прокладками, расположением и конструкцией щелей, воздухопритоков, воздухоотводов, выхлопных труб, применением системы специальных уплотнений.

5. Простота конструкции, позволяющая в кратчайший срок наладить серийное производство.

Наиболее распространенным способом производства броневых деталей корпуса является прокат. Вместе с тем для некоторых броневых деталей применяли и литье (например, нос и подбашенная коробка танка ИС-2).

За последние годы за рубежом, особенно в США, в бронекорпусном производстве наблюдается повышенный интерес к литью. Если танки М46 и М47 имели отдельные литые броневые детали, то танки М48 и Т43 выполнены уже с цельнолитыми корпусами.

Изготовление отливкой позволяет получать обтекаемые формы корпусов любой сложности и дифференцировать броневую защиту по высоте и длине корпуса. При этом проще решается вопрос обеспечения жесткости днища и подбашенного листа, сокращается расход металла (на 10—15%) и электродов (в несколько раз), высвобождаются прокатные станы и прессовое оборудование, но требуются специальные литейные заводы. По снарядостойкости литой корпус несколько уступает катаному.

Современные танки имеют резко дифференцированное бронирование. При распределении толщин брони следует учитывать вероятность поражения отдельных частей корпуса.

Из опыта второй мировой войны известно, что плотность попаданий снарядов в корпус распределяется следующим образом

Лоб	25%
Верхняя передняя часть борта	13%
Нижняя передняя часть борта	8%
Верхняя задняя часть борта	4%
Нижняя задняя часть борта	3%
Корма корпуса	2%

Остальная часть попаданий (45%) приходится на башню танка.

Если принять за единицу прочность верхней части борта, то на современных танках остальные части корпуса имеют следующую прочность (с учетом угла наклона брони): лоб — $2,0 \div 2,6$; корма — $0,6 \div 0,7$; крыша и днище — $0,3 \div 0,35$.

§ 3. КОНСТРУКЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА

1. Формы корпусов

Для выявления и оценки формы корпуса следует рассматривать его поперечное сечение (главным образом по боевому отделению), носовую часть и корму.

При оценке формы корпуса необходимо исходить из обеспечения неуязвимости, максимального использования внутреннего объема корпуса, возможности получения погона наибольшего диаметра и простоты производства.

Наиболее характерные поперечные сечения броневых корпусов танков показаны на фиг. 15.

Лучшими по неуязвимости являются корпуса формы 3 и 8. Внутренний объем корпуса получается наибольшим при равных прочих условиях при формах 4, 5 и 8. Однако при форме 4 значительно ухудшаются обзорность водителя и конструкция ходовой части танка.

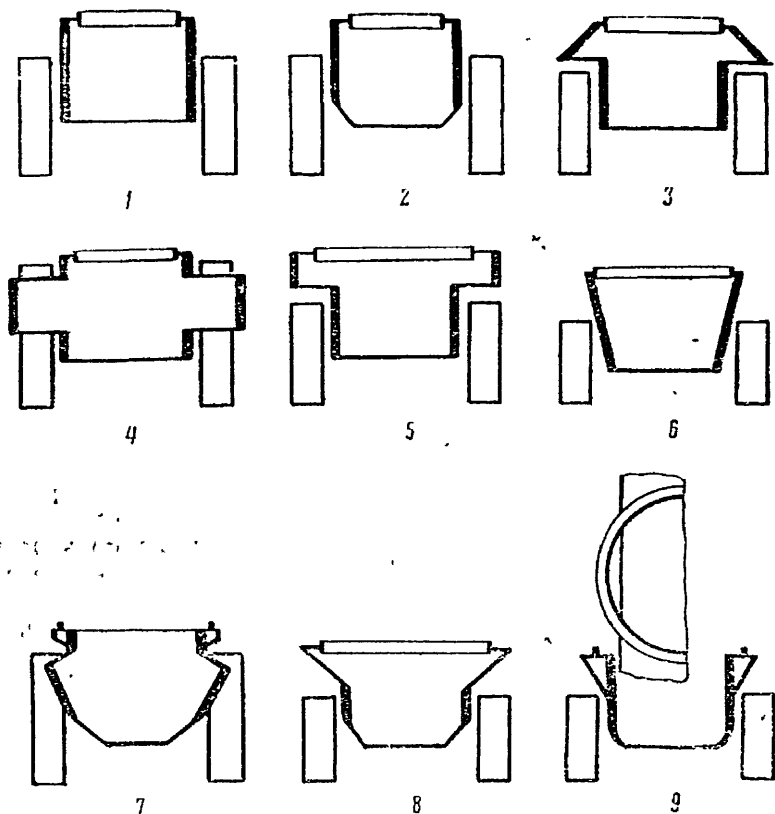
Наибольший диаметр погона возможен при поперечных сечениях корпусов форм 5 и 8 (надгусеничный корпус), худшей с этой точки зрения является форма 4. Наиболее просты в производстве корпуса 1, 2 и 6; наиболее сложны (по количеству сварных швов) — 4 и 7.

Для днища танка целесообразна корытообразная форма (2, 7, 8). Она позволяет увеличить жесткость днища и боковых бортовых листов за счет уменьшения высоты последнего при той же высоте корпуса. В то же время корытообразная форма днища несколько усложняет задачу размещения кронштейнов подвески.

Сложная форма поперечных сечений корпусов современных танков обусловлена стремлением увеличить ширину гусениц и диаметр погона башни при ограниченной общей ширине танка.

Формы носовых и кормовых частей корпуса танков показаны на фиг. 16. Лучшей по неуязвимости и простоте производства является классическая форма носа 4, впервые примененная для танка Т-34. По неуязвимости ей не уступает форма носа 5 (см. также фиг. 17,

поз. 3), но она несколько сложнее в изготовлении. При этой форме создаются более благоприятные условия для размещения люка механика-водителя.



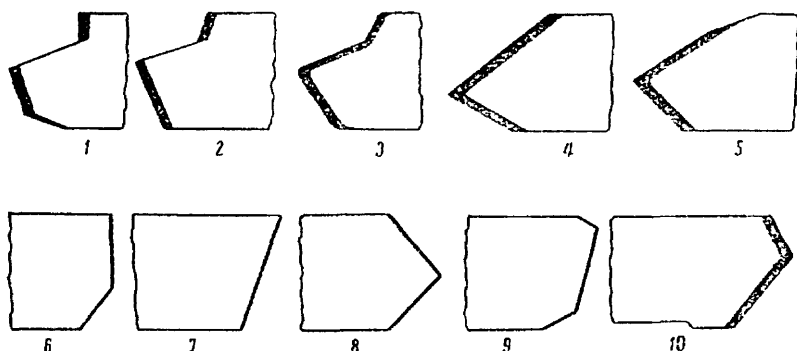
Фиг. 15. Схемы поперечных сечений корпуса танка

Формы с вертикальным или слегка наклоненным лобовым листом (1, 2 и 3) удобны для размещения смотровых приборов водителя, обеспечивают хорошую обзорность, но хуже предыдущих по неуязвимости. Форма кормы выбирается главным образом из соображений максимального использования объема корпуса и зависит от формы и конструкции агрегатов, расположенных в кормовой части танка (формы 6 — 10, фиг. 16).

2. Соединение броневых деталей

Основным видом соединения неразъемных частей корпуса, выполненного из катаной брони, является сварка. До 1937 г. повсеместно применялись заклепочные соединения, но с увеличением то

щин брони, а также вследствие ряда недостатков, присущих этому виду соединения (трудоемкость, необходимость в каркасе, недостаточная герметичность и срыв головок заклепок при обстреле), от заклепочных соединений отказались.



Фиг. 16. Схемы носовой и кормовой частей корпуса танка

Применялось также руженное (резьбовое) соединение броневых листов, однако этот тип соединения дорог в производстве.

Разъемные соединения там, где они необходимы по условиям монтажа и демонтажа агрегатов, осуществляются на болтах и шпильках.

При конструировании соединений следует предусматривать разгрузку сварного шва от действия снаряда и удара танка о препятствие. В силу этого с увеличением толщины брони приходится усложнять сварочное соединение листов брони, применяя, например, шпильки.

Типичные виды соединений броневых деталей корпуса показаны на фиг. 17 и 18. Соединение посредством носовой балки *a* (см. фиг. 17, поз 1) было применено в связи с сравнительно малой толщиной лобовых листов. Носовая балка изготовлялась из броневой стали низкой твердости. При большой толщине броневых листов применяется соединение в шип. Шип может быть выполнен прямоугольной формы (фиг. 18, *л*) и в виде «ласточкин хвоста» (фиг. 17, поз 2 и 3). Шип прямоугольной формы усиливают штырями *A* и *B* (см. фиг. 18, *л*). Штыри предназначены для восприятия усилий, не воспринимаемых соприкасающимися плоскостями шипового соединения. Такое соединение называется шиповым с замком. Различные типы разъемных соединений броневых листов представлены на фиг. 19.

3. Люки и лазы

В корпусе танка выполняется большое количество люков, люк-лазы для экипажа, люки для монтажа, демонтажа и обслуживания агрегатов, для установки пулеметов и смотровых приборов, заправ-

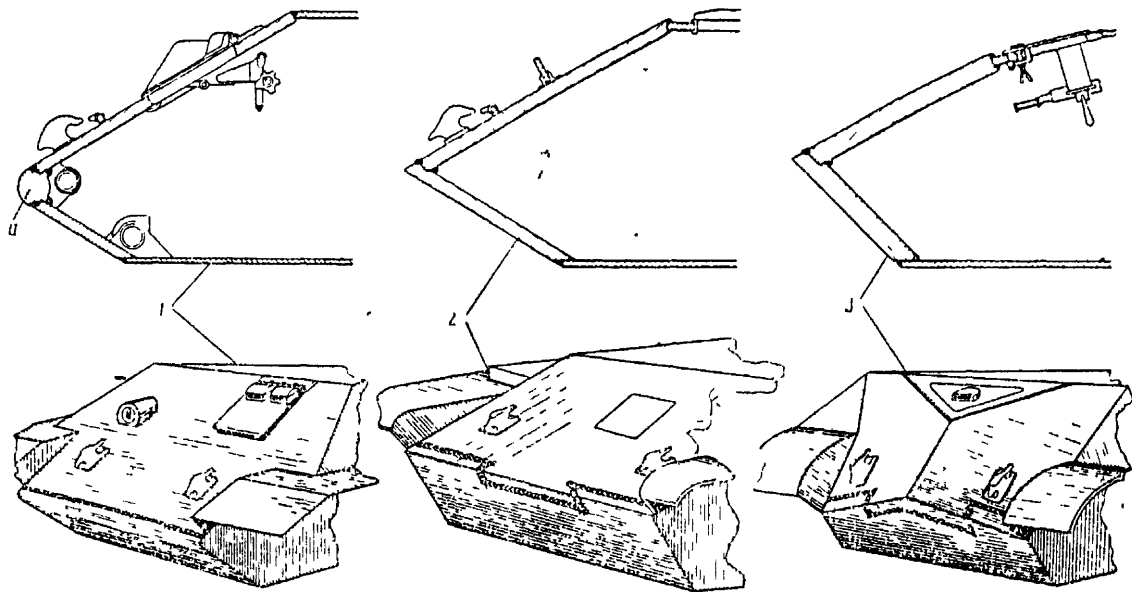
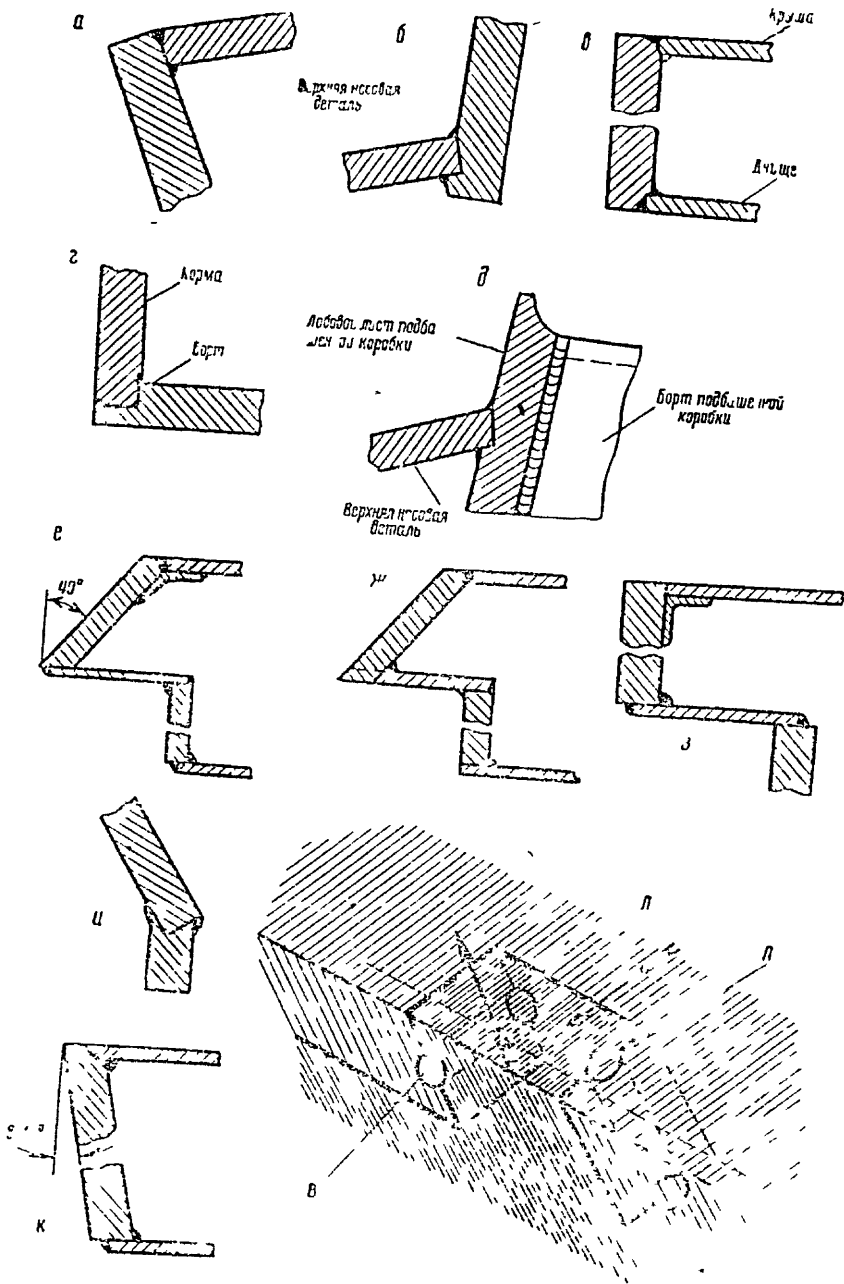


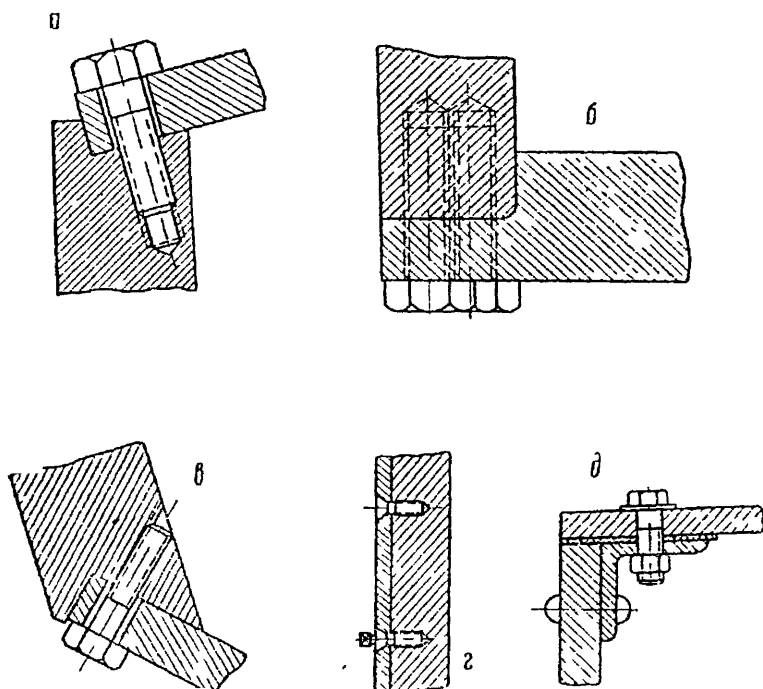
Рис. 17. Соединение броневых листов



Фиг. 18. Неразъемные соединения

ки и слива топлива, масла и воды, стрельбы из личного оружия, сигнализации, вентиляции, для забора и выброса воздуха. . .

Чтобы не ослаблять броневую защиту, основные люки целесообразно размещать на крыше, в днище и в кормовой части корпуса танка



Фиг. 19. Разъемные соединения

К люкам предъявляются следующие требования:

1. Равностойкость с основной броней, что обеспечивается размещением люков, конструкцией их крышек и отсутствием выступающих частей

2. Герметичность, исключающая возможность проникновения в корпус воды, свинцовых брызг, отравляющих, радиоактивных, горючих и других веществ, достигается применением уплотнений

3. Легкость и быстрота открытия и закрытия, надежность запорного устройства, обеспечиваются уравнивающими пружинами и конструкцией замков

4. Возможность пользования люком при любом положении башни. Размещение люков и конструкция их крышек не должны затруднять стрельбу из танка

Броневой корпус танка обычно рассчитывается только на действие бронебойного снаряда, поскольку никаких методов по расчету прочности и жесткости корпуса не разработано. Кроме того, приближенно рассчитывается днище танка на действие прогивотанковой мины.

В настоящее время возникла необходимость в расчете броневом корпуса на действие взрывной (ударной) волны, суть которого изложена в конце параграфа.

Несмотря на появление новых видов оружия, существующий расчет броневом корпуса на заданную степень стойкости от поражения артиллерийским снарядом не потерял своего значения, поскольку противотанковая и танковая артиллерия продолжает оставаться одним из основных средств борьбы с танками и САУ.

1. Определение защищающей толщины брони против действия бронебойного снаряда

Защищающей толщиной брони называется такая толщина, при которой снарядом не разрушается ее тыльная сторона.

В практике, в соответствии с методикой испытания брони, применяются еще понятия предела тыльной прочности (ПТП) и предела сквозного пробития (ПСП).

Пределом тыльной прочности называется предельная скорость встречи снаряда с броней, при которой не разрушается тыльная сторона брони.

Предел сквозного пробития есть минимальная скорость встречи снаряда с броней, при которой снаряд проходит броню насквозь.

При определении этих показателей на полигонных испытаниях скорость встречи снаряда с броней меняется за счет величины заряда при постоянной дистанции. За время производства бронекорпусов накоплен огромный опытный материал, который обработан в виде графиков, показанных на фиг. 20.

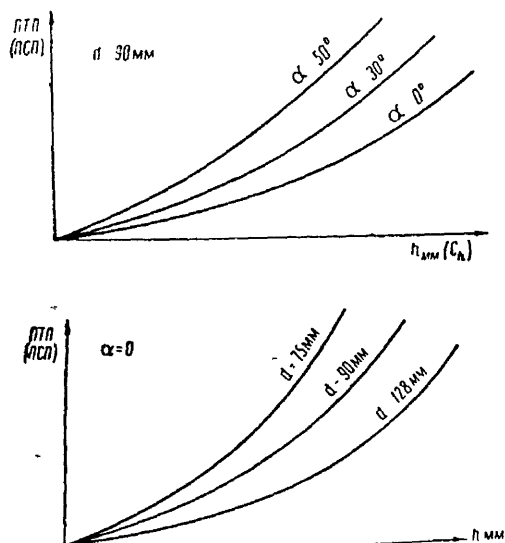
Пользуясь подобными графиками, можно определить защищающую толщину брони при обстреле известными (испытанными) калибрами орудий.

Расчет на определение защищающей толщины брони против действия снарядов артиллерийских систем, еще не подвергавшихся испытаниям, а также расчет при отсутствии опытных графиков производится по эмпирическим и полумпирическим формулам. Следует заметить, что до настоящего времени не существует достаточно точных расчетных формул, которые учитывали бы все явления, происходящие при пробитии брони.

При взаимодействии снаряда с броней кинетическая энергия снаряда $\frac{PV^2}{2g}$ расходуется на разрушение брони и снаряда, на

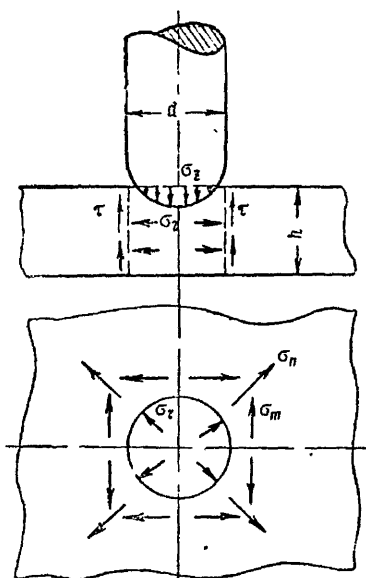
возбуждение упругих колебаний в броне и т. д. В выражении $\frac{PV_c^2}{2g}$ обозначено: V_c — скорость встречи снаряда с броней, м/сек; P — вес снаряда, кг; g — ускорение силы тяжести, м/сек².

Физические явления, происходящие в броне при ударе снаряда, очень сложны. В броневой плите при ударе снаряда возникают (фиг. 21) нормальные напряжения от сжатия σ_z и σ_r , нормальные напряжения от изгиба площадки поражения σ_m и σ_n и касательные напряжения среза τ по боковой цилиндрической поверхности с диаметром d и высотой h .



Фиг. 20. Опытные диаграммы бронепробиваемости:

ПТП — предел тыльной прочности, м/сек, ПСП — предел сквозного пробития, м/сек, d — калибр снаряда, мм, h — толщина брони, мм, $C_h = \frac{h}{d}$ — относительная толщина брони, α — угол между нормалью к броне и касательной к траектории снаряда в точке встречи



Фиг. 21. Схема взаимодействия снаряда с броней

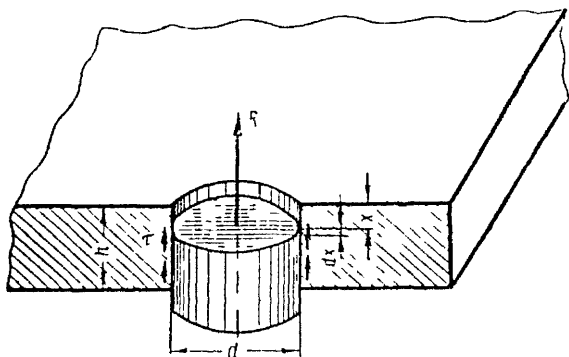
В начальный момент пробивания плиты снарядом преобладают напряжения сжатия σ_z , которые затем быстро убывают и существенное значение приобретают напряжения среза τ . Нормальные напряжения от изгиба имеют заметное значение только при существенном увеличении отношения $\frac{d}{h}$, т. е. для тонких броневых листов, обстреливаемых снарядами крупных калибров.

Из существующих эмпирических и полуэмпирических формул наибольшее применение находят две. Первая из них выведена на

основании учета напряжений среза и сжатия, возникающих в броневой плите при ударе снаряда, вторая, более простая для вычислений, но менее точная, учитывает только напряжения среза.

а) Формула, учитывающая напряжение среза и сжатия

При выводе этой формулы, получившей у нас широкое применение, делаются два предположения (фиг. 22).



Фиг. 22. Расчетная схема взаимодействия снаряда с броней

1) Сила сопротивления разрушению брони пропорциональна средней геометрической величине из длины окружности и площади поперечного сечения пробки (этим учитывается действие скалывающих и сжимающих напряжений), т. е

$$R = \tau \sqrt{\pi d \frac{\pi d^2}{4}} = \tau \frac{\pi d^{1.5}}{2}.$$

2) На основании экспериментальных данных работа силы сопротивления при сквозном пробитии брони принимается пропорциональной $h^{1.4}$, т. е

$$A = R h^{1.4} = \tau \frac{\pi d^{1.5}}{2} \cdot h^{1.4}.$$

На совершение этой работы расходуется кинетическая энергия снаряда. Для скорости встречи снаряда с броней, соответствующей пределу сквозного пробития, кинетическую энергию снаряда можно приравнять полной работе силы сопротивления

$$\frac{PV_c^2}{2g} = \tau \frac{\pi d^{1.5}}{2} \cdot h^{1.4},$$

отсюда

$$V_c = K \frac{h^{0,7} d^{0,75}}{P^{0,5}} \quad (3)$$

или

$$h = \left(\frac{V_c}{K} \right)^{1,43} \frac{P^{0,715}}{d^{1,17}}, \quad (4)$$

где K — коэффициент стойкости брони; $K = \sqrt{\pi g \tau}$;
 P — вес снаряда, кг;
 d — калибр снаряда, мм;
 V_c — скорость встречи снаряда с броней, м/сек;
 h — толщина брони, мм

Коэффициент стойкости брони характеризует качество брони и способность снаряда пробивать ее; им учитываются также не принятые во внимание при выводе формулы другие явления, сопровождающие процесс взаимодействия снаряда с броней.

Значения коэффициента стойкости брони определяются экспериментально. При расчете однородной брони можно принимать $K = 2000-2400$, при расчете цементированной брони — $K = 2400-2600$.

Таким образом, зная толщину брони, калибр и вес снаряда и коэффициент стойкости брони, можно по формуле (3) определить скорость встречи снаряда с броней, соответствующую пределу сквозного пробития. Формула же (4) позволяет определить толщину брони (с определенным коэффициентом стойкости), которая будет пробиваться при заданной скорости встречи снарядом данного веса и калибра.

Для получения защищающей толщины брони вычисленную с помощью формулы (4) толщину брони следует несколько увеличить.

б) Формула, учитывающая только напряжение среза

Эта формула выводится в предположении, что основным и единственным напряжением является напряжение среза, которое и остается постоянным до конца среза пробки в броне, а сила сопротивления пропорциональна высоте оставшейся в броне части пробки.

Сила сопротивления при выбивании пробки (см фиг. 22)

$$R = \pi d (h - x) \tau$$

Элементарная работа при перемещении пробки на dx

$$dA = R dx = \pi d (h - x) \tau dx.$$

Полная работа при срезании пробки

$$A = \pi d \tau \int_0^h (h - x) dx = \frac{\pi d \tau h^2}{2}.$$

На производство этой работы расходуется кинетическая энергия снаряда, поэтому

$$\frac{PV_c^2}{2g} = \frac{\pi d \tau h^3}{2},$$

откуда толщина брони

$$h = \frac{V_c}{K} \sqrt[3]{\frac{P}{d}}. \quad (5)$$

В формуле (5) обозначения и их размерности те же, что и в формуле (4). Из обеих формул следует, что защищающая толщина брони должна быть тем больше, чем выше скорость встречи снаряда с броней, меньше коэффициент стойкости брони, чем тяжелее снаряд при том же калибре и меньше калибр при том же весе снаряда.

Из этого анализа следует, что для увеличения пробивной способности снаряд должен иметь большую массу и малый калибр — отсюда идея подкалиберного снаряда.

в) Особенности расчета брони на действие подкалиберного снаряда

При расчетах на пробиваемость брони подкалиберным снарядом следует в приведенные формулы подставлять только часть веса снаряда (фиктивный вес), который определяется по эмпирической формуле

$$P = P_2 + \frac{1}{4} (P_1 - P_2), \quad (6)$$

где P_2 — вес сердечника;
 P_1 — вес всего снаряда.

Калибр снаряда принимается равным калибру сердечника

Точность результатов расчета защищающей толщины брони зависит от правильности выбора значения коэффициента стойкости брони. Его значения изменяются в зависимости от совершенствования брони и снаряда; при увеличении снарядостойкости брони коэффициент стойкости возрастает, а с увеличением бронепробивной способности снаряда, наоборот, уменьшается.

г) Определение скорости встречи снаряда с броней

Чтобы определить с помощью приведенных формул защищающую толщину брони при обстреле корпуса артиллерийской системой заданного калибра с заданной дистанции, необходимо знать скорость встречи снаряда с броней.

Скорость встречи снаряда с броней определяется следующим образом

Обычно для каждой артиллерийской системы известна начальная скорость снаряда V_0 . Скорость встречи снаряда с броней V_c

зависит от начальной скорости снаряда, дистанции D , веса снаряда P , калибра d и формы оживальной части снаряда.

В курсах внешней баллистики приводится вывод формулы для определения дистанции (формула Сиацчи)

$$D = \frac{f(V_c) - f(V_0)}{c} [м],$$

где $f(V_c)$ и $f(V_0)$ — интегральные функции, зависящие от скорости;

c — баллистический коэффициент.

Из этой формулы можно определить функцию $f(V_c)$, зависящую от скорости встречи снаряда с броней,

$$f(V_c) = f(V_0) + Dc. \quad (7)$$

Баллистический коэффициент зависит от параметров снаряда и определяется по эмпирической формуле

$$c = \frac{10\lambda d^3}{P}, \quad (8)$$

где λ — коэффициент формы снаряда;

P — вес снаряда, кг;

d — калибр снаряда, мм

Для определения коэффициента формы снаряда λ также существует эмпирическая формула

$$\lambda = \frac{0,3}{\sqrt{0,5 + d}} + \frac{3,5h'}{1 + (2h')^2}, \quad (9)$$

где h' — высота оживальной части снаряда в калибрах; $h' = \frac{H}{d}$ (фиг. 23);

d — калибр снаряда, мм.

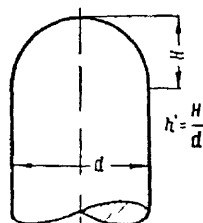
Значения λ для противотанковых орудий изменяются в сравнительно узких пределах и могут быть приняты:

— для орудий калибра 50–57 мм $\lambda = 0,67 \div 0,70$,

— для орудий калибра 75–128 мм $\lambda = 0,9 \div 1,0$.

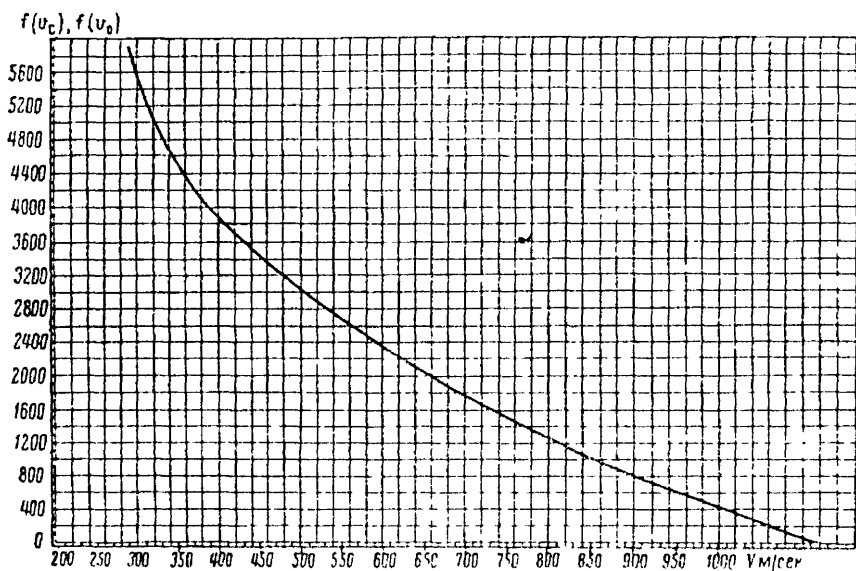
Интегральные функции $f(V_0)$ и $f(V_c)$ зависят от баллистических свойств снаряда и определяются по существующим, заранее составленным таблицам или графикам. В качестве примера на фиг. 24 приведен график, построенный для снаряда с определенными баллистическими качествами.

Таким образом, для определения скорости встречи снаряда с броней на заданной дистанции необходимо вычислить по формулам (8) и (9) баллистический коэффициент, найти интегральную функцию $f(V_0)$ по начальной скорости снаряда из графика (см фиг. 24) и по формуле (7) вычислить функцию $f(V_c)$. Затем по



Фиг. 23. Основные размеры снаряда, необходимые для расчета брони на действие снаряда

найденной величине интегральной функции $f(V_c)$ из того же графика определяется скорость встречи снаряда с броней.



Фиг. 24. График функции $f(V)$

д) Влияние угла встречи снаряда с броней на бронепробиваемость

Явления при встрече снаряда с броней под углом очень сложны. Изучение этого вопроса показало, что для каждой толщины брони существует свой угол рикошетирования — угол встречи, при котором снаряд соскальзывает, и что угол рикошетирования зависит от формы снаряда, твердости снаряда и брони.

Углом встречи будем называть ближайший угол β между касательной к траектории снаряда и броней (фиг. 25). Угол γ между нормалью к броне и касательной к траектории снаряда в точке встречи является расчетным углом.

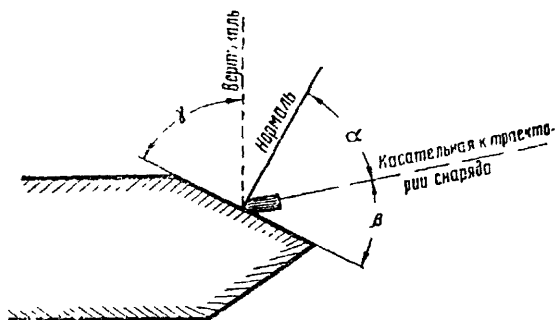
Положение броневых листов корпуса принято определять относительно вертикали и продольной оси танка. Углы, составляемые броневыми листами с указанными направлениями, будем называть конструктивными углами;

Учитывая, что при взаимодействии снаряда с наклонно поставленной броней при угле встречи, отличном от 90° , снаряд в броне должен пройти больший путь, чем толщина ее по нормали (фиг. 26); из простых геометрических соотношений можно установить зависимость истинной толщины броневоего листа h_i , поставленного под углом, от фиктивной толщины h_n листа, у которого нормаль совме-

шена с направлением касательной к траектории снаряда в точке их встречи,

$$h_{\alpha} = h_0 \cos \alpha.$$

Фактически явление взаимодействия снаряда с броней, поставленной под углом, значительно сложнее. При малых углах наклона



Фиг. 25. Схема взаимодействия снаряда с броней

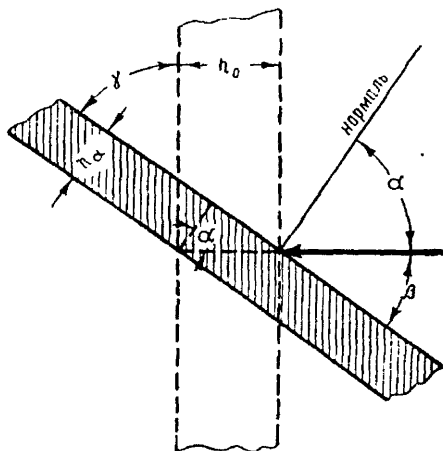
брони превалирует явление доворота (особенно у тупоголовых снарядов), при котором снаряд, ударившись о броневую пластину, стремится повернуть свою ось ближе к нормали, а при больших углах наклона преобладает явление рикошетирувания. Опыт показывает, что эти явления зависят от отношения действительной толщины брони к калибру снаряда, т. е. от относительной толщины брони

$$C_h = \frac{h_{\alpha}}{d},$$

твердости брони и снаряда, и могут учитываться показателем степени n при $\cos \alpha$. Поэтому расчетная формула для определения зависимости между истинной и фактивной (приведенной) толщиной брони приобретает вид

$$h_{\alpha} = h_0 \cos^n \alpha. \quad (10)$$

Зависимости показателя степени n от относительной толщины брони для цементированной и гомогенной брони приведены в качестве примера на фиг. 27.



Фиг. 26. Расчетная схема для взаимодействия снаряда с броней, поставленной под углом

Поскольку показатель степени n зависит от $C_h = \frac{h_a}{d}$, а h_a — величина искомая, для нахождения истинного значения показателя n пользуются методом последовательного приближения:

— первое приближение: принимаем $n = n_1 = 0$, тогда $h_{a_1} = h_0$ и

$$C_{h_1} = \frac{h_0}{d};$$

— второе приближение: из графика по C_{h_1} находим n_2 , тогда

$$h_{a_2} = h_0 \cos^{n_2} \alpha \text{ и } C_{h_2} = \frac{h_{a_2}}{d};$$

— третье приближение: из графика по C_{h_2} находим n_3 , тогда

$$h_{a_3} = h_0 \cos^{n_3} \alpha \text{ и } C_{h_3} = \frac{h_{a_3}}{d}$$

и т. д., до получения неточности не более 3%, т. е. до тех пор, пока не получится

$$h_{a_k} - h_{a_{k-1}} \leq 0,03 h_{a_k}.$$

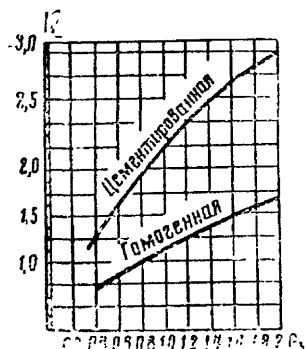
Малые углы наклона не дают заметного улучшения бронестойкости вследствие явления доворачивания снаряда и малого отличия n от единицы. Эффективны углы более 30° (наиболее целесообразны углы порядка $50 \div 60^\circ$ и более).

Наклон брони имеет большее значение при обстреле не только бронебойными, но и кумулятивными снарядами. Наклон брони наряду с экранами сильно снижает бронепробиваемость кумулятивных снарядов.

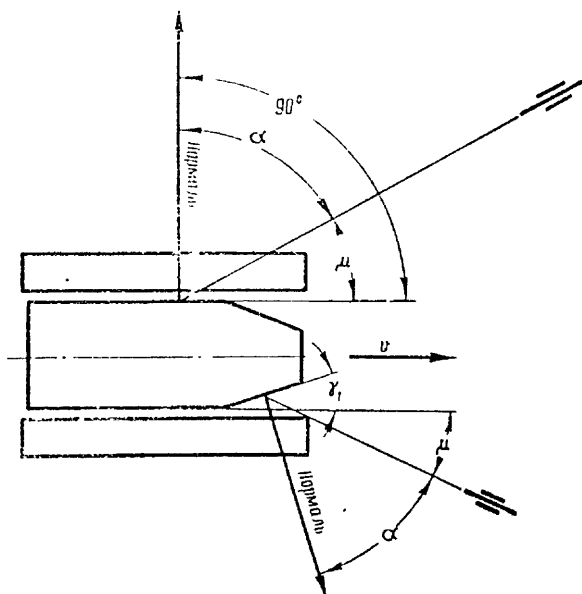
Необходимо иметь в виду, что при расчете на определение защищающей толщины брони при заданном курсовом угле ψ и с учетом конструктивного угла γ_1 расчетным углом будет угол α (фиг. 28)

$$\alpha = 90^\circ - (\psi + \gamma_1).$$

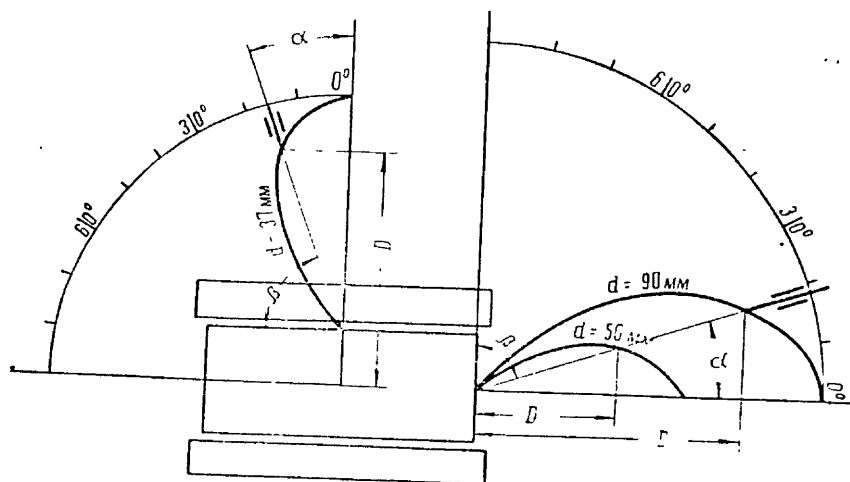
Для оценки снарядостойкости броневой плиты или корпуса танка в целом при обстреле под разными углами встречи удобны так называемые тактические диаграммы (фиг. 29). На тактической диаграмме снарядостойкости брони показаны зависимости пробиваемости брони определенной толщины и качества от угла встречи и дистанции снарядами нескольких наиболее характерных артилле-



Фиг. 27. График зависимости $n = f(C_h)$



Фиг. 28. Схема, показывающая величину расчетного угла при движении танка на противотанковое орудие с курсовым углом μ .



Фиг. 29. Тактическая диаграмма, характеризующая снарядостойкость брони танка

рийских систем. Эти кривые показывают, что при уменьшении угла встречи артиллерийская система будет вынуждена подпустить танк к себе ближе.

Пример. Найти толщину лобового листа корпуса танка, способного противостоять обстрелу бронебойным снарядом из 90 мм пушки.

Вес снаряда	$P = 9,5 \text{ кг.}$
Начальная скорость снаряда	$V_0 = 895 \text{ м сек.}$
Дистанция обстрела	$D = 800 \text{ м.}$
Угол, заключенный между осью снаряда и нормалью к броне	$\alpha = 50^\circ.$
Коэффициент стойкости брони	$K = 200.$
Коэффициент формы снаряда	$\lambda = 0,9.$

Решение:

1. Определяем скорость встречи по формуле

$$f(V_c) = f(V_0) + Dc.$$

Баллистический коэффициент

$$c = \frac{10\lambda d^2}{P} = \frac{10 \cdot 0,9 \cdot 0,9^2}{9,5} = 0,768.$$

По графику (см. фиг. 24) находим

$$f(V_0) \approx 830.$$

Тогда

$$f(V_c) = 830 + 800 \cdot 0,768 = 1445.$$

Откуда по тому же графику

$$V_c = 760 \text{ м/сек.}$$

2. Определяем толщину брони при угле встречи $\beta = 90^\circ$ (т. е. $\alpha = 0^\circ$). В соответствии с формулой (4)

$$h_0 = \left(\frac{V_c}{K} \right)^{1,43} \frac{P^{0,715}}{d^{1,07}} = \left(\frac{760}{2000} \right)^{1,43} \frac{9,5^{0,715}}{0,9^{1,07}} = 1,39 \text{ дм,}$$

т. е.

$$h_0 = 139 \text{ мм.}$$

3. Определяем действительную толщину брони

$$h_\alpha = h_0 \cos^n \alpha$$

Для первого приближения принимаем

$$n_1 = 0, \text{ т. е. } h_{\alpha_1} = h_0$$

Тогда

$$Ch_1 = \frac{h_0}{d} = \frac{139}{90} = 1,54.$$

По графику (см. фиг. 27) находим

$$n_2 = 1,4.$$

Тогда

$$h_{\alpha_2} = h_0 \cos^{1,4} 50 = 139 \cdot 0,54 = 75,8 \text{ мм,}$$

откуда

$$Ch_2 = \frac{75,8}{90} = 0,84$$

По графику находим

$$n_3 = 1,0.$$

В связи с этим

$$h_{\alpha_3} = 139 \cos 50^\circ = 139 \cdot 0,642 = 89,5 \text{ мм}$$

и

$$C_{h_3} = \frac{89,5}{90} \approx 1, \quad n_4 = 1 \quad \text{и} \quad h_{\alpha_4} = 89,5 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$h_{\alpha} = 90 \text{ мм.}$$

2. Расчет днища танка на действие взрывной волны противотанковой мины

Для борьбы с танками во время боевых действий применяются противотанковые мины различного устройства.

Противотанковая мина состоит из заряда сильного дробящего взрывчатого вещества (преимущественно тротила весом от 3,5 до 10 кг), взрывателя и корпуса. Корпус мины может быть металлический, деревянный или пластмассовый.

Во вторую мировую войну применялись:

- мины нажимного действия,
- мины натяжного действия,
- электрические мины,
- мины магнитного действия и другие.

Наиболее распространенными являлись мины нажимного действия. Мина нажимного действия взрывается при непосредственном наезде на нее гусеницы танка. При этом давление от гусеницы через маскировочный слой грунта, прикрывающий мину, передается на нажимную крышку ее корпуса. Нажимная крышка опускается и давит на взрыватель, что приводит к взрыву заряда.

В качестве примера приведем сведения из характеристики немецкой противотанковой мины Т-35 периода 2-й мировой войны*. Эта мина имела металлический корпус с диаметром в 320 мм и высотой 95 мм, общий вес мины в снаряженном состоянии равнялся 10 кг. Вес взрывчатого вещества (тротила) составлял 5 кг. Взрыватель мины срабатывал при давлении в центре ее в 90—110 кг, а при приложении давления с краю — в 70 кг.

Применялись мины как с одним взрывателем, так и с несколькими (например, с тремя, как это было в немецкой противотанковой мине Т-5). Дополнительные взрыватели повышают надежность действия мины, а также затрудняют разминирование, вызывая взрыв при попытке извлечь мину из грунта или взрыватель из мины.

Обычно противотанковые минные заграждения применяются в сочетании с другими противотанковыми естественными и искусственными препятствиями: завалами, проволочными заграждениями, рвами и др.

* Е В Антулаев, О. Е Власов, Взрывные заграждения, изд. ВИА, 1942

Минные заграждения требуют небольшого времени на сооружение и являются наиболее действенным и часто встречающимся инженерным препятствием на путях возможного движения танков, в особенности на тех участках, объезд которых затруднен. Въезды на мосты, улицы, гати и т. д.

Наличие мин вероятно на всех танкодоступных направлениях, проходах между препятствиями, вокруг пунктов ПТО, вокруг артиллерийских позиций и огневых точек.

Способы установки противотанковых мин разнообразны. Они могут устанавливаться в один или несколько рядов, или группами без соблюдения одинаковых расстояний между минами. В любом случае установка мины производится с учетом того, чтобы при движении танка по местности он попал бы гусеницей на одну из них.

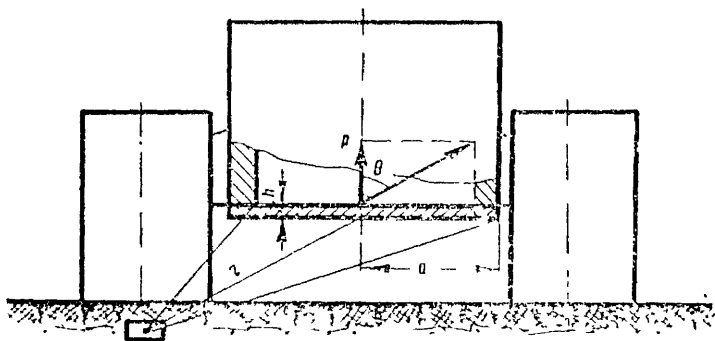
Все это должен учесть конструктор, проектирующий танк, с тем, чтобы обеспечить меньшую уязвимость его от поражения противотанковой миной.

Поражающее действие противотанковых мин выражается

- 1) в разрушении ходовой части танка,
- 2) в деформации днища танка, вызывающей нарушение нормальной работы агрегатов моторно-трансмиссионной группы вследствие нарушения взаимной центровки двигателя и агрегатов трансмиссии;
- 3) в разрыве днища и нарушении связей в корпусе.

Для расчета днища на действие противотанковой мины необходимо знать давление взрывной волны при встрече с днищем.

Действуя на преграду под углом, взрывная волна передает только часть давления (фиг. 30). Это давление зависит от целого ряда факторов: величины заряда мины, физико-химических свойств за-



Фиг. 30. Схема действия взрыва противотанковой мины на днище танка

ряда, глубины заложения мины, расстояния от мины до рассматриваемого места днища танка, от потери энергии взрыва на разрушение деталей ходовой части, разбрасывание грунта и т. д. Точный

метод учета влияния всех этих факторов при расчете пока не разработан.

При ориентировочных расчетах для определения давления, действующего на днище танка на близких расстояниях от центра взрыва (до 3 м), когда продукты разложения взрывчатого вещества непосредственно достигают преграды, можно пользоваться формулой

$$p = 60 \psi \frac{G^{0,87}}{r^{2,6}} (1 + \cos \theta), \quad (11)$$

где G — вес заряда взрывчатого вещества, кг;

r — расстояние от центра взрыва, м (см. фиг. 30);

θ — угол встречи взрывной волны с днищем, град.;

ψ — коэффициент, учитывающий глубину заложения мины в грунт и потерю энергии мины на взаимодействие взрывной волны с грунтом и гусеницей.

Зная давление взрывной волны при встрече с броней, можно определить напряжение в днище танка, рассматривая его как пластину (мембрану). Для подобного случая в теории упругости имеется формула для определения напряжения

$$\sigma = 0,423 \sqrt[3]{Ep^3 \left(\frac{a}{h}\right)^2}, \quad (12)$$

где E — модуль упругости первого рода, равный для стали $2,1 \cdot 10^6$ кг/см²,

h — толщина брони днища, см,

a — радиус пластины (мембраны) в пределах ребер жесткости и бортов, см (фиг. 31); в частности, при отсутствии на плоском днище танка ребер жесткости указанный радиус равен половине ширины днища

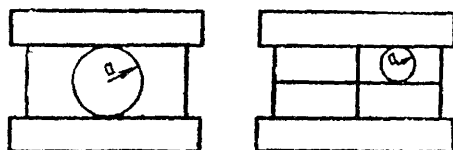
Придавая днищу корытообразную форму или снабжая его ребрами жесткости (см. фиг. 31), можно уменьшить расчетный радиус пластины a и, следовательно, снизить напряжения в нем.

Для обеспечения прочности конструкции σ должно быть меньше предела текучести стали, из которой выполнено днище танка. Для гарантии против возникновения значительных деформаций в днище танка необходимо было бы взять напряжение значительно меньше напряжения, соответствующего пределу текучести, что практически нецелесообразно, так как это потребует значительного увеличения толщины днища танка. Поэтому в боевой практике войск должны

* Эта формула представляет собой формулу проф. Власова $p_{\max} = 120 \frac{G^{0,87}}{r^{2,6}}$, преобразованную для данного случая

применяться средства разминирования, так как создать танк стойким против действия любых противотанковых мин практически не возможно

При проектировании агрегатов моторно-трансмиссионного отделения и их постаментов необходимо прилагать усилия к обеспечению наименьшей чувствительности их к деформации днища танка



Фиг. 31 Расчетная схема днища танка на действие противотанковой мины

При незначительной толщине днища в толстобронном танке целесообразно укреплять основные агрегаты моторно-трансмиссионной группы на бортах корпуса машины

Пример

Определить напряжение в центре днища танка при взрыве под гусеницей противотанковой мины типа Т-35. Толщина днища $h = 20$ мм, $\theta = 75^\circ$, $r = 1600$ мм, $a = 900$ мм, $\psi = 0,5$

Решение

1. Давление в центре днища танка при взрыве мины

$$p = 60 \psi \frac{G^{0.87}}{r^{1.6}} (1 + \cos \theta) = 60 \cdot 0,5 \frac{50^{0.87}}{1,6^{1.6}} (1 + \cos 75^\circ) =$$

$$= 60 \cdot 0,5 \frac{4,06}{3.4} 1,259 = 45 \text{ кг см}^2$$

- 2 Напряжение в центре днища танка

$$\sigma = 0,423 \sqrt[3]{E p^2 \left(\frac{a}{h}\right)^3} = 0,423 \sqrt[3]{2,1 \cdot 10^6 \cdot 45^2 \left(\frac{90}{2}\right)^3} =$$

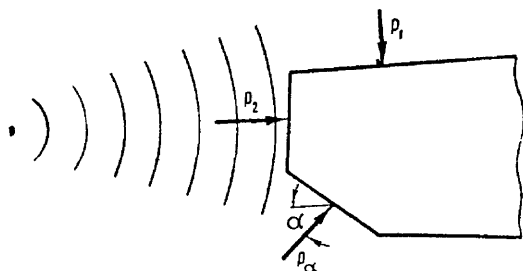
$$= 8650 \text{ кг см}^2$$

Результаты расчета зависят от коэффициента ψ , учитывающего глубину заложения мины в грунт и потерю энергии мины на взаимодействие взрывной волны с грунтом и гусеницей. Его значения должны быть определены опытным путем

3. Расчет броневой плиты на воздействие внезапно приложенной нормальной равномерно-распределенной нагрузки

Ударная волна атомного взрыва распространяется от места взрыва с большой скоростью, вызывая на своем пути в воздушной среде последовательное чередование сжатий и разрежений

Механизм воздействия ударной волны на различные объекты заключается в повышении давления воздуха на поверхность объекта при прохождении волны. При этом давление на поверхность зависит



Фиг. 32 Схема действия ударной волны на броневые элементы танка

не только от давления воздуха во фронте волны, но и от ориентации поверхности относительно направления движения волны. Так, если ударная волна движется вдоль какой-либо поверхности (фиг. 32), то максимальная нагрузка равна давлению во фронте волны p_1 . Если поверхность расположена перпендикулярно к направлению движения волны, то максимальная нагрузка p_2 почти что в два раза превышает давление во фронте волны

$$p_2 \approx 2p_1.$$

Для поверхностей, расположенных под углом, можно приближенно считать, что

$$p_\alpha = p_1 + p_1 \cos \alpha = p_1 (1 + \cos \alpha)$$

Время действия повышенного давления для небольших объектов вследствие обтекания объекта ударной волной и спада давления невелико

Спустя некоторое время (несколько сотых долей секунды) после прохождения фронта волны объект погружается в волну и в течение остальной части фазы сжатия (около 1 секунды) испытывает действие скоростного напора воздуха, движущегося с большой ско-

ростью в ударной волне. Если кратковременным действием ударной волны объект может быть отброшен или опрокинут, то длительное воздействие скоростного напора в ряде случаев может привести к более серьезным разрушениям и повреждениям.

Таким образом, явления, возникающие при действии ударной волны на различные объекты, носят чрезвычайно сложный характер. К тому же они все еще мало изучены.

В настоящее время не существует сколько-нибудь обоснованного или проверенного опытом метода расчета броневго корпуса на действие ударной волны. Изложенный ниже расчет следует рассматривать как попытку подойти к решению этой трудной задачи в первом приближении, сделав ряд допущений и упрощений.

В основу предлагаемого расчета положено предположение, что действие ударной волны на броневую плиту можно выразить через полный или удельный ударный импульс, учитывающий как давление, так и время действия ударной волны. Поскольку последующие за первой волной волны разрежений и сжатий отличаются значительно меньшими амплитудами и быстрым затуханием, при расчете можно ограничиться учетом только первой волны сжатия и продолжительности ее действия. Тогда удельный импульс первой волны сжатия (фиг. 33) определится выражением

$$s = \int_0^{\tau'} p dt \left[\frac{\text{кг см}}{\text{см}^3} \right], \quad (13)$$

где p — давление взрывной волны, кг/см^2 ;

t — текущее время, сек.;

τ' — продолжительность жесткой (эффективной) части первой волны сжатия ($\tau' \ll \tau$), сек.

Конечный результат расчета зависит от того, насколько правильно определена исходная величина удельного ударного импульса. Поскольку проверенные формулы для вычисления удельного импульса ударной волны пока отсутствуют, можно использовать эмпирическую зависимость следующего вида

$$s_1 = A \frac{Q^m}{R^n} \left[\frac{\text{кг см}}{\text{см}^3} \right], \quad (14)$$

где Q — тротильный эквивалент бомбы, кг;

R — расстояние от центра взрыва, м;

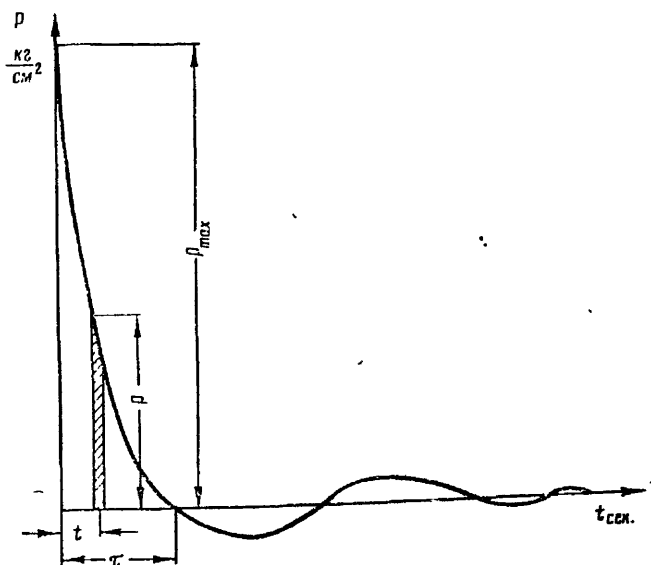
A , m и n — опытные коэффициенты, зависящие от типа бомбы и условий распространения ударной волны; эти коэффициенты должны определяться опытным путем.

В соответствии с фиг. 32 удельный импульс на нормальную к направлению движения волны поверхность

$$s_2 \approx 2s_1$$

и на поверхность, поставленную под углом α

$$s_\alpha = s_1 (1 + \cos \alpha).$$



Фиг. 33. Изменение давления от действия ударной волны

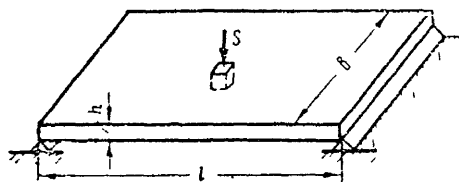
После определения удельного ударного импульса методика дальнейшего расчета сводится к нахождению эквивалентной ему погонной статической нагрузки на броневую плиту, которая уподобляется балке, свободно лежащей на двух опорах. При этом делаются следующие допущения:

а) Предполагается, что под воздействием ударной волны все точки броневой плиты прогибаются с одинаковой скоростью. Это равносильно допущению, согласно которому в начальный момент плита как бы имеет возможность свободно перемещаться в пространстве и под действием ударного импульса приобретает соответствующую кинетическую энергию.

б) Далее предполагается, что в следующее мгновение под броневой плитой как бы оказываются жесткие опоры и поэтому вся приобретенная плитой кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию деформации плиты (балки, лежащей на двух опорах). Затем из условия равенства кинетической и потенциальной энергии определяется эквивалентная ударному импульсу статическая нагрузка, по которой и производится расчет на прочность.

в) Не учитывается работа сил упругости броневой плиты и ее опор (броневых деталей, с которыми соединен рассматриваемый лист) за время действия ударной волны

Итак, для вывода расчетной формулы рассматриваемая броневая деталь корпуса, например крыша моторного отделения, в конечном счете упрощенно приводится к двухопорной балке, нагруженной с внешней стороны (фиг. 34).



Фиг. 34. Расчетная схема броневой плиты на действие ударной волны

Прежде всего определяется кинетическая энергия, приобретаемая плитой

По закону изменения количества движения можно для массы с площадью в один квадратный сантиметр плиты написать

$$mhv = s$$

или

$$v = \frac{s}{mh},$$

где m — масса одного кубического сантиметра плиты, $\frac{\text{кг сек}^3}{\text{см}^4}$;

mh — масса столбика плиты с площадью основания, равной одному квадратному сантиметру, и высотой h , см;

v — скорость деформации (перемещения) плиты в рассматриваемом месте, $\frac{\text{см}}{\text{сек}}$;

s — удельный импульс, $\frac{\text{кг сек}}{\text{см}^3}$.

Тогда кинетическая энергия, приобретенная одним квадратным сантиметром плиты с массой mh , равна

$$\Delta U = \frac{mhv^2}{2} = \frac{s^2}{2mh},$$

а кинетическая энергия всей плиты с длиной l и шириной b равна

$$U = \frac{s^2 lb}{2mh}. \quad (15)$$

Из курса сопротивления материалов известно, что потенциальная энергия элемента изогнутой балки равна

$$dV = \frac{M_x^2 dx}{2EI},$$

где M_x — изгибающий момент в рассматриваемом сечении;
 E — модуль упругости первого рода материала балки;
 I — момент инерции поперечного сечения балки.

Известно также, что потенциальная энергия такой деформированной балки под действием равномерно распределенной нагрузки q равна

$$V = \frac{q^2 l^5}{240EI}. \quad (16)$$

Приравняв выражения кинетической (15) и потенциальной (16) энергий, получим

$$\frac{s^2 l b}{2mh} = \frac{q^2 l^5}{240EI},$$

откуда неизвестная погонная статическая нагрузка, эквивалентная заданному ударному импульсу, будет равна

$$q = \frac{s}{l^2} \sqrt{\frac{120EIb}{mh}}, \quad (17)$$

Для данной балки с принятым характером нагружения максимальный изгибающий момент в середине пролета равен

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} = \frac{s}{8} \sqrt{\frac{120EIb}{mh}}, \quad (18)$$

а максимальное напряжение от изгиба равно

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}. \quad (19)$$

Поскольку:

момент инерции поперечного сечения балки $I = \frac{bh^3}{12}$;

момент сопротивления изгибу $W = \frac{bh^2}{6}$;

масса одного кубического сантиметра брони $m = \frac{\gamma}{g}$;

удельный вес брони $\gamma = 0,00785 \text{ кг/см}^3$;

ускорение силы тяжести $g = 981 \text{ см/сек}^2$;

модуль упругости первого рода $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$,

после подстановки M_{\max} из выражения (18) в формулу (19) и несложных преобразований окончательно получим

$$\sigma_{\max} = 1,2 \cdot 10^4 \frac{s}{h} \text{ кг/см}^2. \quad (20)$$

При выводе этой формулы броневая плита рассматривалась как балка, свободно лежащая на двух опорах. При других граничных условиях, например, если броневую плиту рассматривать как балку

с заземленными концами, в полученной формуле изменился бы только цифровой коэффициент.

Пример. Определить напряжение в броневом листе крыши моторного отделения, если известно, что $s = 0,00234 \frac{\text{кг сек}}{\text{см}^2}$ и $h = 20 \text{ мм}$.

Решение:

$$\sigma_{\text{max}} = 1,2 \cdot 10^6 \frac{23,4 \cdot 10^{-1}}{2} = 1400 \text{ кг/см}^2.$$

В заключение укажем, что расчет по ударному импульсу применим для деталей, у которых период собственных колебаний значительно меньше времени действия ударной нагрузки. При невыполнении этого условия расчет осуществляется по коэффициенту динамичности, применяемому в работах по динамике сооружений и динамическим расчетам в машиностроении.

Изложенная методика расчета в силу ряда принятых допущений и упрощений требует дальнейших уточнений. Однако произведенные подсчеты показывают, что полученная очень простая расчетная формула (20) вполне пригодна для ориентировочных расчетов.

ГЛАВА 4

ТАНКОВЫЕ БАШНИ

На современных танках исключительное распространение получила установка вооружения в одной вращающейся башне.

Применение нескольких башен приводило: к увеличению габаритов и веса машины, к ослаблению бронирования, к ухудшению маневрирования огнем и его действительности.

Многобашенность танков — пройденный этап в развитии советского танкостроения.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ БАШЕН И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

1. Классификация башен

По числу степеней свободы движения относительно корпуса все танковые башни можно разделить на башни с одной степенью свободы (могут только вращаться) и башни с двумя степенями свободы (могут вращаться по отношению к корпусу и качаться).

Качающиеся башни (фиг. 35) появились сравнительно недавно на французских танках. Основание башни 1 с помощью шариковой опоры устанавливается на корпусе танка. Башня 2 крепится на основании посредством цапф 3. Люлька пушки 4 изготавливается заодно с башней и пушка наводится в вертикальной плоскости вместе с башней. Преимущество таких башен заключается в упрощении механизмов автоматического заряжания пушки. Основные недостатки: сложность изготовления, трудности в осуществлении герметизации, нарушение уравновешенности по мере расходования боекомплекта.

По способу изготовления башни делятся на литые, сварные и клёпаные. Для средних и тяжелых танков с большой толщиной броневых деталей применяются исключительно литые башни, у которых боковые стенки, а иногда и крыша получают путем отливки. Достоинством литых башен являются относительная дешевизна и возможность получения наиболее рациональных форм.

Сварные башни из катаных и штампованных деталей применяются на легких танках с толщинами стенок до 25—30 мм.

По конструктивной форме башни (фиг. 36) бывают:

1) цилиндрические неуравновешенные и уравновешенные (фиг. 36, е);

2) призматические,

3) конические неуравновешенные (фиг. 36, в) и уравновешенные (фиг. 36, а);

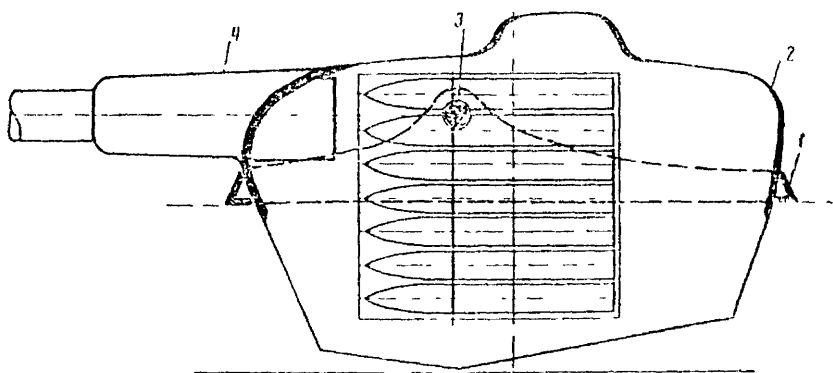
4) с обратным уклоном нижней части (с «заманом») (фиг. 36, д) уравновешенные;

5) полусферические (фиг. 36, б, с) уравновешенные.

Неуравновешенные башни применялись и могут применяться только при пулеметном и пушечном вооружении до 37-мм калибра, т. е. исключительно на легких танках. При этом следует отметить, что башни современных средних и тяжелых танков также не являются полностью уравновешенными: центр тяжести башен относительно центра опоры обычно на 150—200 мм смещается вперед.

Цилиндрические и призматические формы башен, как обладающие при прочих равных условиях наименьшей неуязвимостью, в настоящее время применяются редко.

Коническая форма башни не обеспечивает значительного повышения противоснарядной стойкости, поэтому для средних и тяжелых танков эта форма нецелесообразна. Коническая форма башни больше подходит для легких танков, на которых из-за условий размещения вооружения и экипажа применение полусферической формы может оказаться невозможным. Кроме того, при малой толщине стенок отливка башни затруднительна.

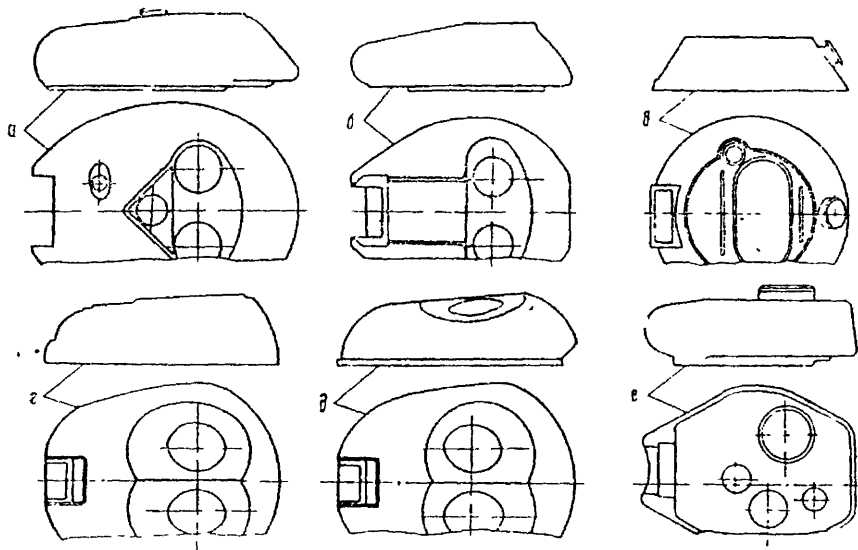


Фиг. 35. Схема качающейся башни

Башни с обратным уклоном нижней части (с «заманом») создают предпосылки для заклинивания снарядов и осколков между корпусом и башней, что обычно приводит к потере возможности вращения башни.

Установлено, что наиболее рациональной формой для башен средних и тяжелых танков является полусферическая уравновешенная. Преимущества этой формы: усиление снарядостойкости за счет больших углов наклона, предохранение от заклинивания снарядов, минимальный вес за счет переменной толщины (по нормали) стенок башни по высоте.

Однако при прочих равных условиях полусферическая форма должна иметь больший внешний диаметр у основания.



Фиг. 36. Конструктивные формы башен

2. Требования к конструкции башни

1. Надежная защита экипажа и внутреннего оборудования башни от артиллерийского и пулеметного огня противника.

Выполнение этого важного требования достигается:

- высоким качеством броневой стали;
- соответствующей типу танка толщиной стенок башни, дифференцированной с учетом плотности попаданий;
- применении бронирования пушки, равностойкой с лобовой частью башни;
- рациональной формой башни без обратных уклонов в нижней части;
- предельным сокращением размеров амбразуры и отверстий для пулемета и прицела; размещением остальных люков и отверстий только на крыше башни;
- предохранением амбразуры пушки, отверстий для пулемета и прицела от проникновения свинцовых брызг;

— применением буртов (фиг. 37), исключающих попадание снарядов и осколков в зазор между корпусом и башней и предохраняющих башни от заклинивания

2. Высокая прочность и жесткость башни при выстреле, попадании снаряда и воздействии ударной волны атомного взрыва

Выполнение этого требования обеспечивается следующими мерами

— применением башен со стенками большой толщины и прочных сварных соединений

— жесткой и прочной конструкцией кронштейнов или рамы пушки,

— минимальным смещением пушки от продольной плоскости симметрии опоры башни,

— надежным креплением башни на корпусе танка с помощью опоры

3. Герметичность башни, исключающая попадание внутрь воды, пыли, горючих жидкостей, боевых, отравляющих и радиоактивных веществ

Для выполнения этого требования

применяют плотные сварные соединения частей башни,

— уплотняют амбразуру пушки, отверстия для пулемета и прицела,

— уплотняют опору башни (фиг. 38),

— уплотняют установку смотровых приборов и крышки входных люков,

— отверстие вентилятора снабжают герметичными заслонками и соответствующими фитингами

4. Легкость вращения башни, которая достигается

— предельным сокращением смещения центра тяжести башни относительно центра опоры,

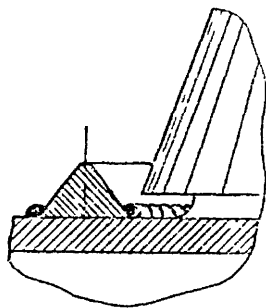
— применением опоры качения с минимальным сопротивлением от сил трения,

— использованием бесконтактных уплотнений башни, для плотной герметизации башни на непродолжительное время (например, при преодолении водной преграды) применяются регулируемые уплотнения (см. фиг. 38, в, г)

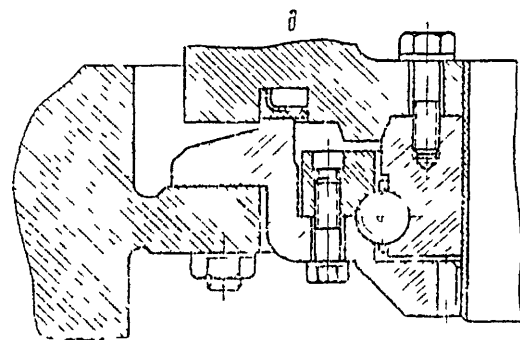
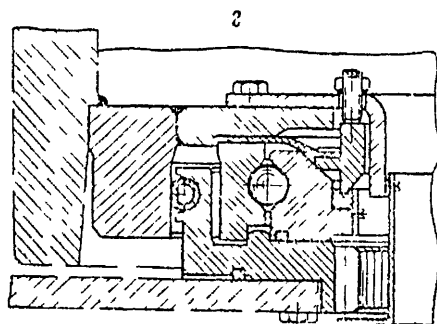
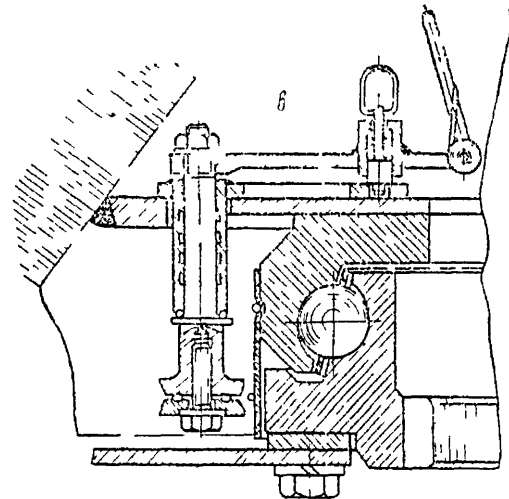
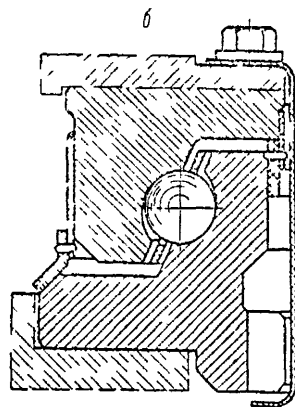
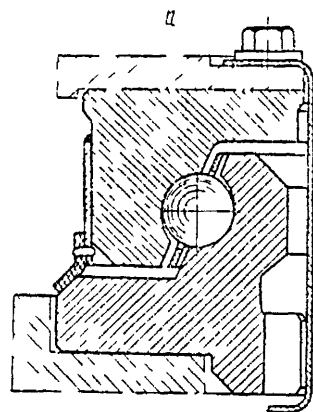
Вращение башни облегчается с уменьшением ее веса

5. Удобство размещения и работы членов экипажа, обеспечиваемое

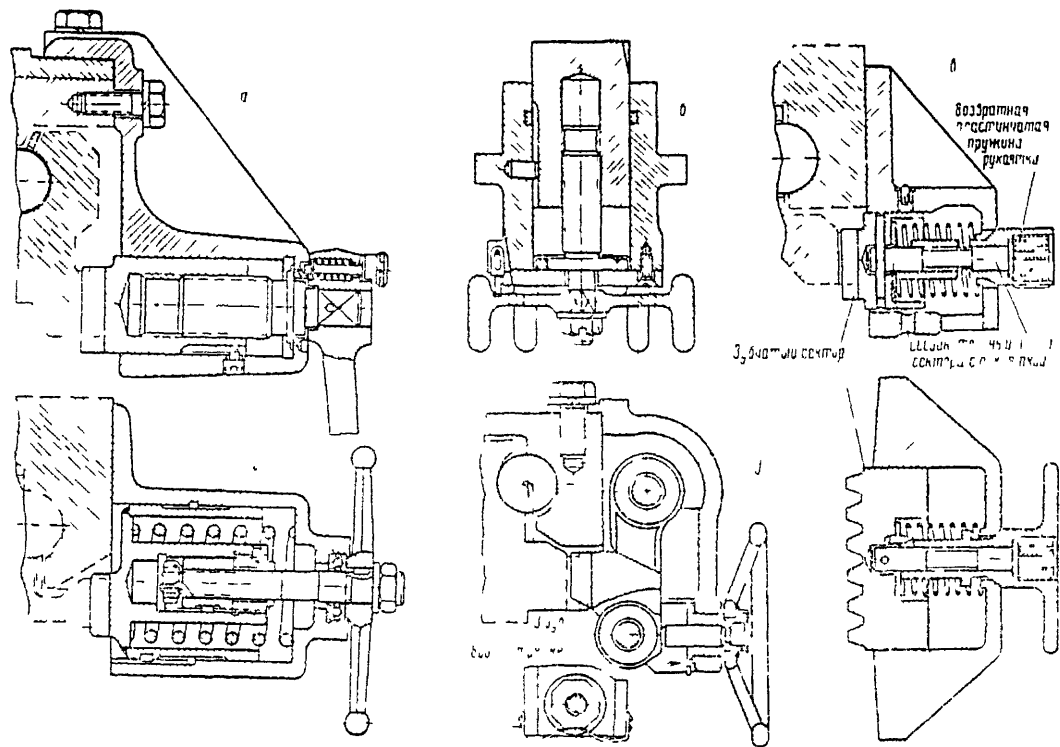
— выделением каждому члену экипажа внутреннего объема танка, достаточного для выполнения обязанностей, для чего диаметр погона башни в свету должен быть как можно большим, а высота боевого отделения не должна стеснять заряжающего, который рабо-



Фиг. 37. Бурт для защиты стыка башни с подбашенным броневым листом



Фиг. 38. Способы уплотнения опор башен



Фиг. 39. Стопоры башен

такой стоя (необходимые размеры диаметра погона и высоты башни см. в главе 2),

- удобным расположением прицелов, приборов наблюдения, радиостанции, боекомплект и механизмов наведения оружия;

хорошей вентиляцией и освещением боевого отделения

6. Возможность закрепления башни в походном положении

Для закрепления башни в походном положении во всех танках применяется стопор башни. Большинство стопоров имеют гребенку, вводимую при стопорении башни в зацепление с зубьями неподвижного погона (фиг. 39, кроме конструкции б). Стопорение башни посредством зубьев неподвижного погона имеет существенные недостатки, а именно при значительном моменте, приложенном к башне, возможны сминание и поломка зубьев. С этой точки зрения более целесообразной конструкцией является стопор (см. фиг. 39, б), выполненный в виде цилиндрического штыря, вводимого в одно из отверстий днища башни.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ БАШЕННЫХ ОПОР И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Башенная опора облегчает круговое вращение башни танка с установленным в ней вооружением и является неотъемлемым конструктивным элементом каждого танка.

Опора башни состоит из подвижного погона, прикрепленного к башне, неподвижного погона, укрепленного на корпусе танка; набора шариков (или роликов) и уплотнения. При применении старых конструкции опор требовались еще и захваты, предназначенные для удержания башни от опрокидывания. При современных конструкциях опор необходимость в захватах отпала.

1. Классификация башенных опор

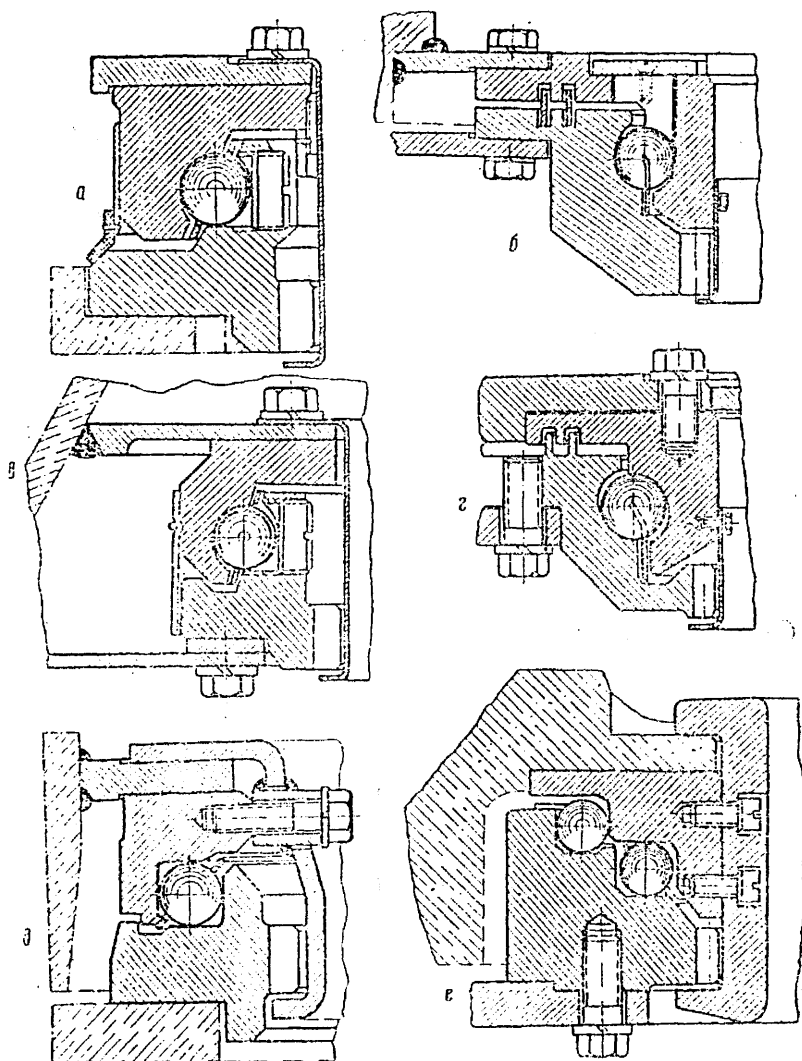
По форме качающихся тел башенные опоры делятся на шариковые, роликовые и катковые.

Наиболее распространенные шариковые опоры показаны на фиг. 40 и 41.

1. Однорядная — с касанием шарика в двух точках по типу радиально-упорного подшипника (см. фиг. 40, а, б, в и г).

Эта конструкция в настоящее время вытеснила все другие типы шариковых опор башен благодаря таким ее преимуществам, как малое сопротивление повороту башни (ввиду почти чистого трения качения шариков) и удержание башни от опрокидывания без помощи захватов. Последнее обстоятельство очень важно, так как трудно создать захваты, которые бы просто и надежно удерживали башню от опрокидывания без значительного уменьшения диаметра опоры в свету.

2. Однорядная — с касанием шариков в четырех точках (см. фиг. 40, д).



Фиг. 40. Типы шариковых опор

Эта конструкция широко применялась на танках периода второй мировой войны. Преимущество ее заключается в простоте устройства и сборки, а недостатки — в следующем:

- требует захватов для устранения возможности опрокидывания башни;

- дает большое сопротивление вращению башни, так как не обеспечивает чистого трения качения.

3. Однорядная — с касанием шарика в трех точках (см. фиг. 41).

Появление этой конструкции было вызвано стремлением уменьшить большое сопротивление вращению башни. При этом типе шариковой опоры мгновенные оси вращения шарика пересекаются с осью башни в одной точке, что обеспечивает уменьшение сопротивления повороту башни. Однако и эта опора при большой сложности изготовления погонов не обеспечивала предохранения башни от опрокидывания без применения захватов.

4. С двумя рядами шариков (см. фиг. 40, е).

Один ряд шариков предназначен для восприятия горизонтальных (или радиальных) нагрузок, другой — вертикальных. Такая конструкция опоры обеспечивала чистое трение качения, т. е. минимум сопротивления повороту башни, но при сложности конструкции и большом объеме опоры без наличия специальных захватов не обеспечивала предохранения башни от опрокидывания.

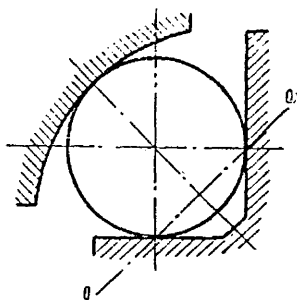
Роликовые и катковые опоры башен представлены на фиг. 42.

Для очень тяжелых башен не исключена возможность применения роликовых опор. На иностранных танках среднего и иногда легкого типа встречаются роликовые и даже катковые конструкции опор. Роликовые опоры могут быть с цилиндрическими роликами и с коническими.

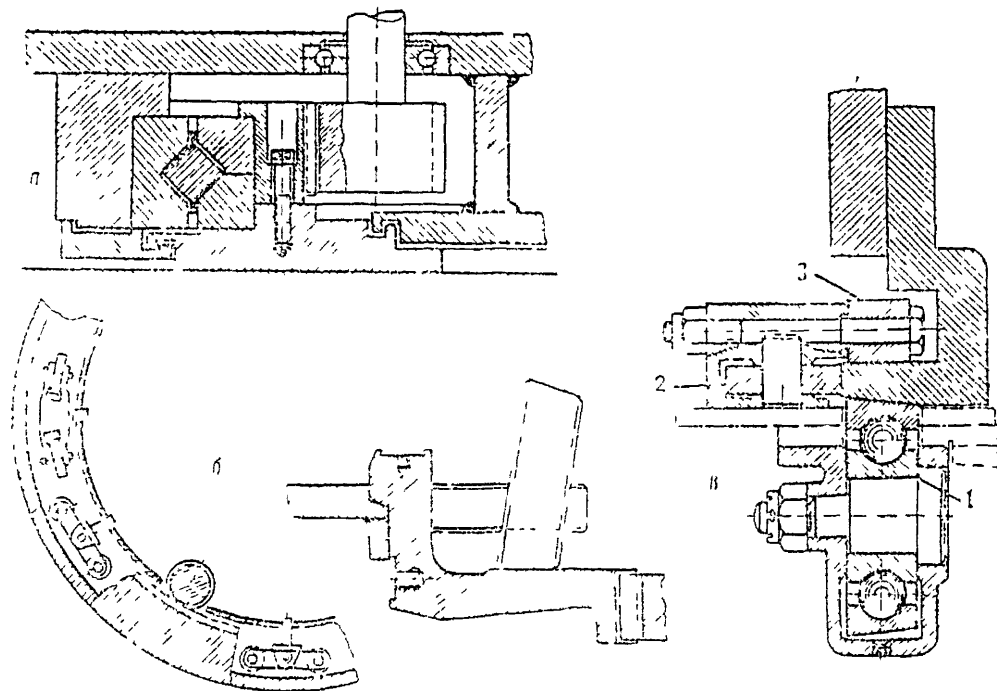
Конструкция роликовой опоры (см. фиг. 42, а) имеет два ряда роликов (второй ряд на чертеже не виден). Для монтажа и демонтажа опоры неподвижный погон состоит из двух частей. Такая опора обеспечивает малое сопротивление вращению башни и удерживает башню от опрокидывания даже при сильном внешнем воздействии.

Схема катковой опоры башни, применявшейся в немецком танке «Мышь», показана на фиг. 42, б. Особых преимуществ опоры не имеет, конструкция ее сложна и громоздка и не допускает применения большого количества тел качения.

Катковая опора необычной конструкции была применена в американском легком танке М3-Л (см. фиг. 42, в). В ней для вос-



Фиг. 41. Схема опоры башни с касанием шарика в трех точках



Фиг. 42. Типы роликовых и колесных опор башен

приятия вертикальных нагрузок применялись шариковые подшипники 1, для восприятия горизонтальных — ролики 2. Ролики 3 предназначались исключительно для удержания башни от опрокидывания. Применение такой сложной конструкции опоры башни для танков нецелесообразно.

2. Возможные способы расположения погонов в опоре башни

Возможные способы взаимного расположения подвижного и неподвижного погонов показаны на фиг. 43, где R — сила сопротивления откату орудия, G_b — вес башни, q и p — вертикальное и горизонтальное усилия, действующие на шарик.

При охвате шариков подвижным погоном (см. фиг. 43, а) усилие отдачи при выстреле, воздействие снаряда противника и импульс ударной волны распределяются по всем шарикам опоры более равномерно. Как видно из схемы сил, правый шарик воспринимает максимальную вертикальную нагрузку, но свободен от горизонтальной силы. Левый шарик воспринимает наибольшую горизонтальную силу, но нагружен минимальной вертикальной силой.

При охвате шариков неподвижным погоном (см. фиг. 43, б) внешняя нагрузка распределяется по шарикам менее равномерно. Правый шарик воспринимает одновременно максимальные горизонтальную и вертикальную силы. Очевидно, при прочих равных условиях напряжение смятия погона под наиболее нагруженным шариком во втором случае будет несколько больше, чем в первом.

3. Требования к опоре башни

1. Высокая прочность опоры, обеспечивающая удержание башни от опрокидывания при действии силы сопротивления откату, при попадании в башню снаряда и при действии на танк ударной волны атомного взрыва.

2. Герметичность, исключаяющая возможность проникновения в башню отравляющих веществ, горючих жидкостей, пыли и воды.

3. Минимальный момент сопротивления повороту башни, обеспечивающий легкость и плавность наведения орудия в цель.

4. Малый радиальный люфт, обеспечивающий минимальные отклонения пушки при стрельбе с места и с ходу.

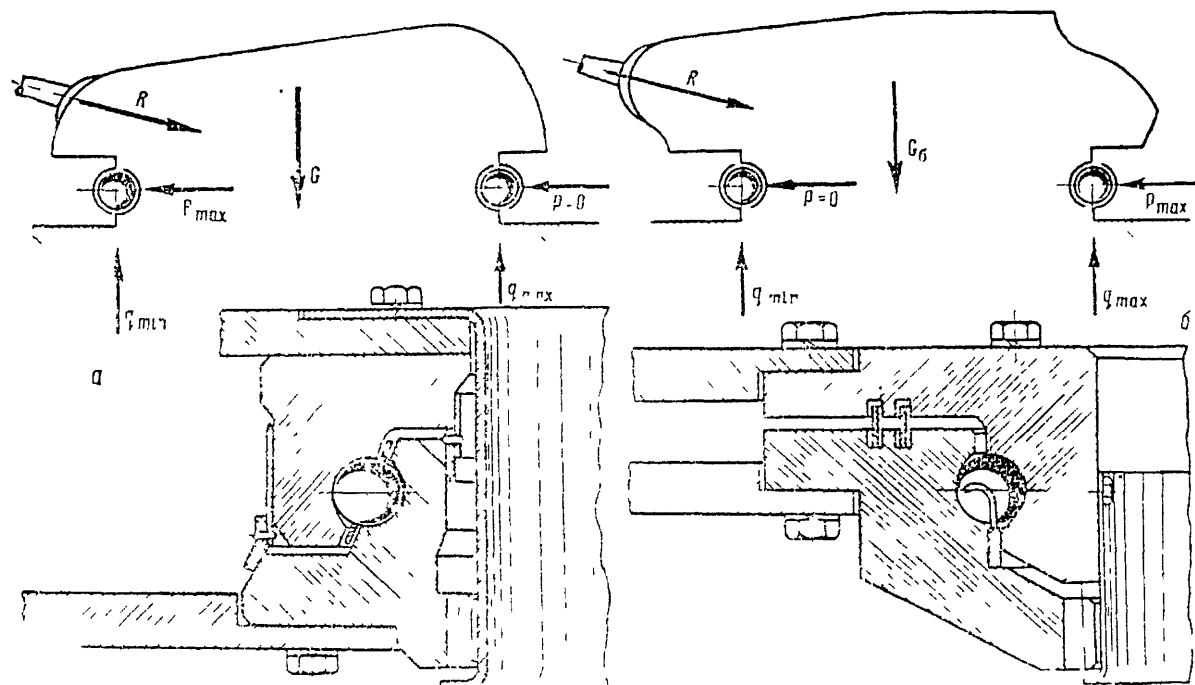
5. Малый вес, а также компактность конструкции, обеспечивающая наибольший диаметр опоры в свету.

6. Конструктивное оформление, исключаяющее вытекание смазки.

§ 3. РАСЧЕТ ШАРИКОВОЙ ОПОРЫ БАШНИ

При эксплуатации и боевом применении танков на башенную опору действуют весьма разнообразные нагрузки. По характеру приложения их можно разделить на постоянные, переменные и ударные.

К постоянным нагрузкам относится только нагрузка от веса башни при стоянке машины.



Фиг. 43. Возможные способы взаимного размещения прогонов башенной опоры

Переменными нагрузками являются составляющие силы веса при крепах и силы инерции массы башни при движении танка по неровностям.

К ударным нагрузкам относятся сила сопротивления откату орудия при выстреле, нагрузки, возникающие в башенной опоре при жестком ударе балансира какого-либо катка в упор; нагрузки, возникающие при попадании в башню снаряда и при действии на нее ударной волны атомного взрыва.

Очевидно, что постоянные и переменные нагрузки являются систематически повторяющимися, а ударные — редко повторяющимися.

Для выполнения первого из перечисленных требований опора должна выдерживать все виды нагрузок без поломок и чрезмерных деформаций, не уступая по долговечности и надежности работы другим частям танка.

Расчет башенной опоры включает: определение внешних нагрузок, действующих на опору, отыскание усилий, действующих на наиболее нагруженный шарик, и определение напряжения смятия погона под наиболее нагруженным шариком.

1. Определение нагрузок, действующих на башенную опору

До сих пор башенную опору рассчитывали только по силе сопротивления откату орудия и силе веса башни. Несмотря на то, что этот расчет не потерял своего значения и на сегодня, возникла необходимость рассчитывать опоры башни на динамические нагрузки, возникающие при движении танка по неровностям, при попадании в башню снаряда и при действии на башню ударной волны атомного взрыва.

Нагрузки, действующие на опору башни при выстреле из орудия

При выводе расчетных уравнений предполагается, что: 1) танк стоит на горизонтальном участке; 2) орудие в момент выстрела уравновешено относительно оси цапф, так что на башню действует только сила, равная сопротивлению откату орудия; 3) смещений танка за счет отката орудия, деформации грунта и упругих элементов подвески не происходит; 4) опора башни не деформируется.

Действующие на башню внешние силы показаны на фиг. 41, где обозначены

G_b — вес башни;

R — сила сопротивления откату;

N_0 — суммарная вертикальная реакция опорного погона башни;

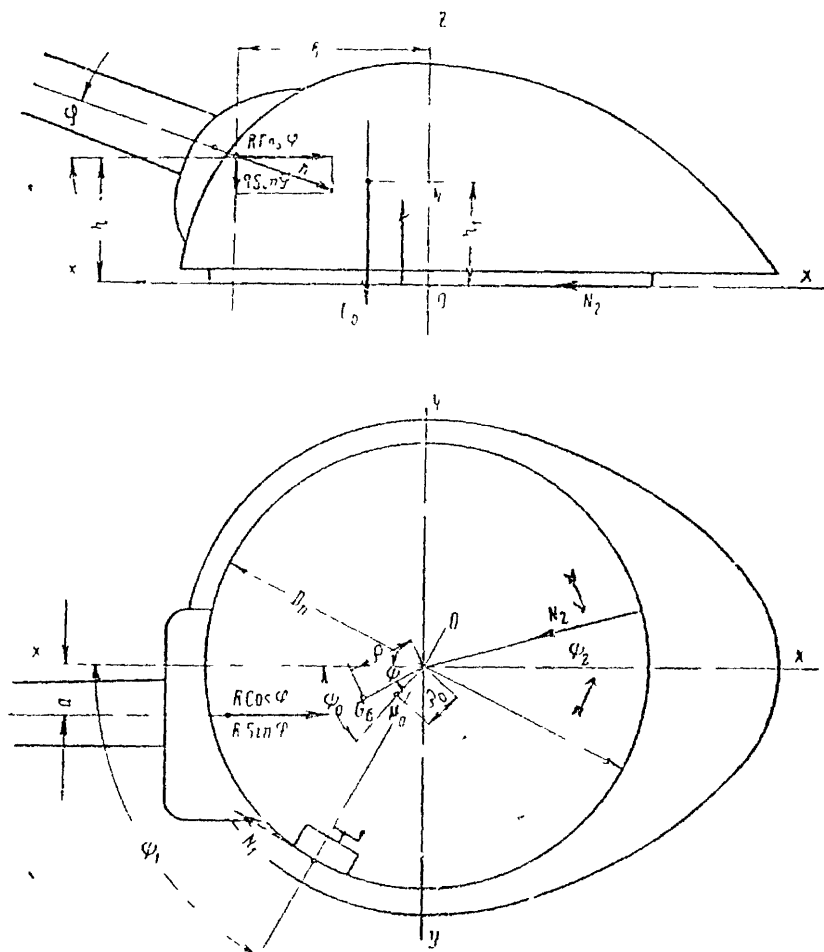
N_1 — реакция со стороны механизма поворота башни;

N_2 — горизонтальная (радиальная) реакция опорного погона башни;

a, b и h — координаты цапф пушки;

φ — угол возвышения пушки;

ρ и ψ — полярные координаты центра тяжести башни пушки;
 ρ_0 и ψ_0 — координаты точки приложения силы N_0 ;
 ρ_1 и ψ_1 — координаты точки приложения силы N_1 ;
 φ_2 — полярная координата силы N_2 ;
 $\rho_1 \approx \frac{D_{ш}}{2}$, где $D_{ш}$ — диаметр опоры, замеренный по центрам шариков.



Фиг. 44. Силы, действующие на башню при выстреле из орудия

Для определения интересующих нас величин — суммарной вертикальной реакции опорного погона N_0 и координат ее точки приложения ρ_0 и ψ_0 выберем систему осей координат так, чтобы плоскость XOY совпадала с плоскостью расположения центров шариков, а вертикальная ось OZ проходила через центр шариковой опоры.

Проектируя все перечисленные силы на ось OZ , найдем суммарную вертикальную реакцию N_0 :

$$N_0 = G_6 + R \sin \varphi. \quad (21)$$

Для нахождения координат ρ_0 и ψ_0 составляются уравнения моментов всех действующих на башню сил относительно оси OX и оси OY :

$$\Sigma M_{ox} = N_0 \rho_0 \sin \psi_0 - G_6 \rho \sin \psi - Ra \sin \varphi = 0;$$

$$\Sigma M_{oy} = Rh \cos \varphi - Rb \sin \varphi + N_0 \rho_0 \cos \psi_0 - G_6 \rho \cos \psi = 0.$$

Решая эти два уравнения относительно ρ_0 и исключая ψ_0 , получим

$$\rho_0 = \frac{\sqrt{(Ra \sin \varphi + G_6 \rho \sin \psi)^2 + (Rb \sin \varphi + G_6 \rho \cos \psi - Rh \cos \varphi)^2}}{G_6 + R \sin \varphi}. \quad (22)$$

Поделив те же уравнения, найдем

$$\operatorname{tg} \psi_0 = \frac{Ra \sin \varphi + G_6 \rho \sin \psi}{Rb \sin \varphi - Rh \cos \varphi + G_6 \rho \cos \psi}. \quad (23)$$

В случае, когда $a = 0$ и $\rho = 0$, т. е. если ось канала ствола не смещена (пересекается с осью OZ) и башня уравновешена,

$$\rho_0 = \frac{R(b \sin \varphi - h \cos \varphi)}{G_6 + R \sin \varphi}$$

и

$$\operatorname{tg} \psi_0 = 0, \text{ т. е. } \psi_0 = 0;$$

если, кроме того, $\varphi = 0$, то

$$\rho_0 = -\frac{Rh}{G_6}.$$

Знак «—» указывает, что точка приложения реакции N_0 находится в противоположной четверти по сравнению с тем, как изображено на фиг. 44.

Когда $\rho_0 > \frac{D_n}{2}$, башня получает стремление опрокинуться, чему препятствует или сама опора башни, или захваты (в зависимости от конструкции опоры башни).

Из уравнения моментов сил относительно оси OZ

$$\Sigma M_{oz} = N_1 \frac{D_n}{2} - Ra \cos \varphi = 0$$

определяется сила N_1 :

$$N_1 = \frac{2Ra \cos \varphi}{D_n}.$$

В большинстве танков $a = 0$, поэтому $N_1 = 0$, т. е. при размещении орудия так, что ось канала ствола пересекается с осью вращения башни, исключается воздействие на зубья шестерни механизма поворота башни при выстреле.

Силу N_2 можно найти, проектируя силы, действующие на башню, на направление осей OX и OY :

$$\Sigma X = R \cos \varphi - N_1 \sin \psi_1 - N_2 \cos \psi_2 = 0;$$

$$\Sigma Y = N_2 \sin \psi_2 - N_1 \cos \psi_1 = 0.$$

Решая три последних уравнения относительно N_2 и исключая ψ_2 и N_1 , найдем

$$N_2 = R \cos \varphi \sqrt{1 - \frac{4a}{D_n} \sin \psi_1 + \frac{4a^2}{D_n^2}}. \quad (24)$$

Решая эти же уравнения относительно ψ_2 , получим

$$\operatorname{tg} \psi_2 = \frac{\cos \psi_1}{\frac{D_n}{2a} - \sin \psi_1}. \quad (25)$$

Для случая, когда пушка не смещена ($a = 0$),

$$N_2 = R \cos \varphi \text{ и } \psi_2 = 0.$$

Зная суммарные вертикальную N_0 и горизонтальную N_2 реакции неподвижного погона, а также координаты ρ_0 , ψ_0 и ψ_2 их точек приложения, можно определить силы, действующие на наиболее нагруженный шарик, и максимальные напряжения погоннов.

Следует заметить, что и величина реакции, и их координаты зависят от угла возвышения пушки. Поэтому для отыскания наиболее нагруженного шарика и определения напряжений в погоне придется вести все подсчеты минимум для двух возможных положений пушки (горизонтального и наибольшего углов возвышения).

Определение нагрузки на башенную опору при попадании в башню снаряда

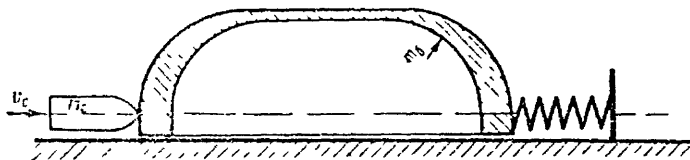
В настоящее время не существует методики расчета башенной опоры на действие попавшего в башню снаряда; поэтому в этом учебнике делается первая попытка дать упрощенное определение нагрузок, действующих на башенную опору при попадании снаряда в башню.

Из учета требования равнопрочности башенной опоры с другими узлами и деталями танка вытекает, что башенная опора должна выдерживать нагрузки, возникающие при попадании в башню снаряда, встречающего на своем пути наиболее толстую часть ее брони, со скоростью, равной пределу сквозного пробития. Зная толщину брони башни h и параметры снаряда (вес P и калибр d), можно по формуле (3) определить предел сквозного пробития (см. главу 3), т. е. скорость встречи, с которой начнется пробитие брони башни.

$$V_c = K \frac{h^{0.7} d^{0.75}}{P^{0.5}}.$$

Числовые значения коэффициента K и размерности величин, входящих в формулу, принимаются такими же, как и при расчете брони корпуса на взаимодействие с бронебойным снарядом.

Дальнейшее решение можно уподобить случаю ударного нагружения упругой системы с одной степенью свободы (фиг. 45), когда движущееся тело с массой m_c (масса снаряда) ударяется о другое тело с массой m_b (масса башни), удерживаемое упругой системой опоры башни с подбашенным листом.



Фиг. 45. Расчетная схема для случая взаимодействия снаряда с броней башни

При ударе по такой системе имеют место два различных вида деформаций: деформация пружины и местные деформации соударяющихся тел. Для определения контактных усилий, действующих между соударяющимися телами, необходимо учитывать их местные деформации. В этом случае задача значительно усложняется.

Для случая определения нагрузки в опоре башни при ударе снаряда о башню можно ограничиться рассмотрением деформации упругой связи башни с корпусом, считая при этом снаряд и башню жесткими телами и приняв ту или иную гипотезу о характере их соударения.

В качестве одной из гипотез можно принять, что удар снаряда о башню является неупругим, т. е. что в момент соударения снаряда с башней их скорости мгновенно изменяются таким образом, что в дальнейшем (в период удара) они движутся совместно с одной общей скоростью V_1 .

Эта гипотеза допустима для случая, когда время, затрачиваемое на местную деформацию соударяющихся тел, меньше периода собственных колебаний тела, укрепленного на упругой системе. В действительности удар снаряда о башню нужно было бы рассматривать как частично упругий. Игнорирование этого свойства соударяющихся тел в данном случае способствует некоторому увеличению запаса прочности одной из наиболее ответственных частей броневой защиты танка. Погрешность, вводимую в расчет при использовании этой гипотезы, можно будет установить только после накопления экспериментальных данных.

Приняв эту гипотезу, легко найти по закону сохранения количества движения скорость V_1 из выражения

$$m_c V_c = (m_b + m_c) V_1,$$

а именно:

$$V_1 = V_c \frac{m_c}{m_6 + m_c}.$$

В дальнейшем башню со снарядом на шариковой опоре можно рассматривать как систему с одной степенью свободы, совершающую свободные линейные колебания, начальными условиями которых будут:

$$t=0; \quad x=0; \quad \dot{x} = V_c.$$

Как известно, частота собственных колебаний такой системы определяется выражением

$$p = \frac{1}{\sqrt{(m_6 + m_c)\delta}},$$

где p — круговая частота линейных колебаний;

$\delta = \frac{1}{m}$ — податливость упругой системы, т. е. перемещение, вызы-

ваемое единичной нагрузкой, $м/кг$;

m — модуль жесткости упругой системы, $кг,м$.

Перемещение башни x определится решением дифференциального уравнения, которое при указанных начальных данных будет выглядеть так:

$$x = \frac{V_1}{p} \sin pt.$$

Максимальное перемещение башни к концу первой четверти периода будет

$$x_{\max} = \frac{V_1}{p}.$$

Подставляя значение ранее найденной скорости и частоты, получим окончательно

$$x_{\max} = \frac{V_c \sqrt{(m_6 + m_c)\delta}}{1 + \frac{m_6}{m_c}}.$$

Для любой упругой системы легко найти, зная модуль ее жесткости m (или податливость δ), максимальную силу, возникающую в рассматриваемой упругой системе:

$$N_{\max} = \frac{x_{\max}}{\delta} = \frac{m_c V_c}{\sqrt{(m_6 + m_c)\delta}}.$$

Сила N_{\max} и будет внешней, приложенной к башне силой, по которой и следует вести прочностной расчет башенной опоры. Опытным путем нужно предварительно определить модуль жесткости упругого основания башни — опоры и подбашенного листа, используя модель или прототип.

Сравнив, полученную нагрузку с другими возможными, в том числе с силой отдачи орудия, можно правильно решить, на какой нап-

более опасный случай необходимо рассматривать опору башни проек-тируемого танка.

Об определении нагрузки на башенную опору от действия ударной волны взрыва

Вопрос о действии ударной волны на башенную опору еще очень мало изучен, поэтому ограничимся только высказыванием общих соображений о расчете нагрузки от действия ударной волны взрыва.

Из учета требования равнопрочности башенной опоры с другими узлами и деталями танка необходимо, чтобы опрокидывание танка под действием ударной волны взрыва могло произойти раньше, чем произойдет срыв башни. Поэтому максимальная расчетная нагрузка на башенную опору должна быть определена по давлению взрывной волны, при котором начинается опрокидывание танка. Для определения этого, можно сказать, критического давления необходимо рассмотреть динамическую устойчивость танка.

2. Определение усилий, действующих на наиболее нагруженный шарик

Прочностной расчет башенной опоры всегда начинается с определения максимальных вертикальной и горизонтальной нагрузок на шарик. Для упрощения выкладок башню считаем уравновешенной ($p = 0$) и пушку — расположенной в продольной плоскости симметрии опоры ($a = 0$) (см. фиг. 44).

Определение максимальной вертикальной (осевой) нагрузки на шарик

Вследствие смещения суммарной вертикальной реакции N_0 шарики нагружены неравномерно (фиг. 46). Для определения нагрузки на максимально нагруженный шарик рассмотрим нагрузку на шарики отдельно от силы N_0 и от момента $M_0 = N_0 p_0$. От силы N_0 нагрузка распределяется равномерно и для каждого шарика равна $q = \frac{N_0}{z}$, где z — число шариков в опоре. Нагрузку от момента M_0 можно принять изменяющейся по закону синуса.

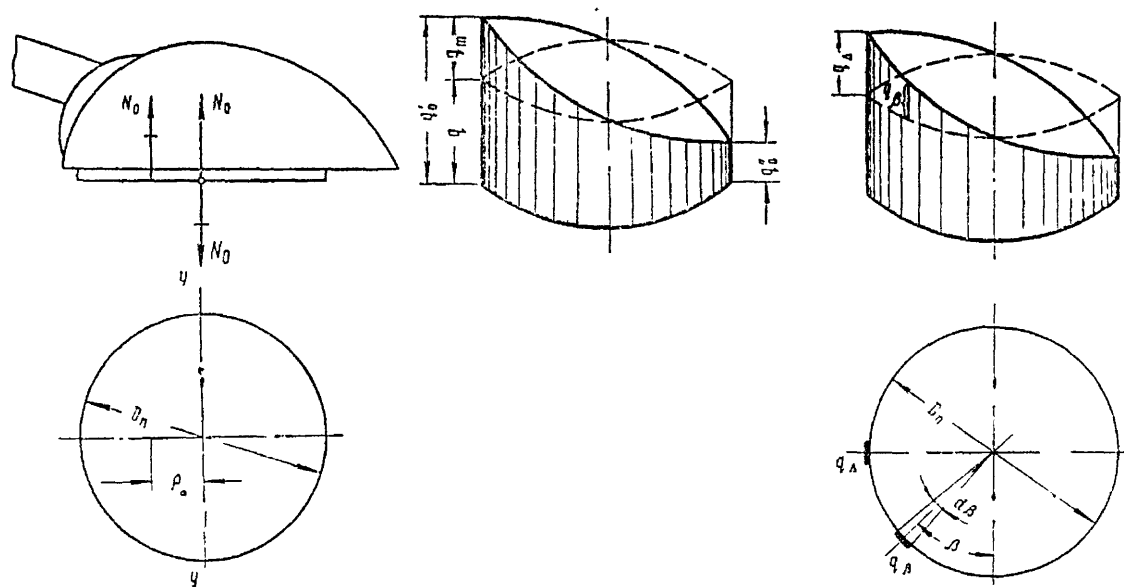
Нагрузка на наиболее нагруженный шарик равна (см. фиг. 46)

$$q'_0 = q + q_m,$$

где q — нагрузка на шарик от силы N_0 ;

q_m — дополнительная нагрузка на наиболее нагруженный шарик от момента M_0 .

Дополнительная нагрузка от момента M_0 на наиболее нагруженный шарик может быть определена, если вначале задаться нагрузкой, приходящейся на единицу длины погона.



Фиг. 46. Эпюра нагрузок на шариковую опору башни

Обозначив нагрузку на единицу длины дуги в наиболее нагруженном месте погона через q_{Δ} (кг/см), определим нагрузку на единицу длины дуги погона в произвольной точке q_{β} :

$$q_{\beta} = q_{\Delta} \sin \beta.$$

На элементарную длину дуги $\frac{D_n}{2} d\beta$ приходится нагрузка

$$dq_{\beta} = q_{\beta} \left[\frac{D_n}{2} d\beta \right] = q_{\Delta} \frac{D_n}{2} \sin \beta d\beta.$$

Элементарный момент от этой нагрузки относительно поперечной оси башни будет

$$dM_0 = q_{\Delta} \frac{D_n}{2} \sin \beta d\beta \left[\frac{D_n}{2} \sin \beta \right] = q_{\Delta} \frac{D_n^2}{4} \sin^2 \beta d\beta,$$

откуда

$$M_0 = 2 \int_0^{\pi} q_{\Delta} \frac{D_n^2}{4} \sin^2 \beta d\beta = 2q_{\Delta} \frac{D_n^2}{4} \int_0^{\pi} \frac{1 - \cos 2\beta}{2} d\beta = \frac{\pi q_{\Delta}}{4} D_n^2;$$

но

$$M_0 = N_0 \rho_0,$$

т. е.

$$N_0 \rho_0 = \frac{\pi}{4} q_{\Delta} D_n^2,$$

откуда

$$q_{\Delta} = \frac{4}{\pi} \frac{N_0 \rho_0}{D_n^2}.$$

Учитывая, что отрезок дуги, приходящийся на один шарик, равен $\frac{\pi D_n}{z}$; имеем дополнительную нагрузку на максимально нагруженный шарик

$$q_m = \left[\frac{4}{\pi} \frac{N_0 \rho_0}{D_n^2} \right] \left[\frac{\pi D_n}{z} \right] = \frac{4 N_0 \rho_0}{D_n z}.$$

В связи с этим полная (суммарная) нагрузка на максимально нагруженный шарик

$$q_0' = \frac{N_0}{z} \left(1 + \frac{4 \rho_0}{D_n} \right), \quad (26)$$

а полная (суммарная) нагрузка на минимально нагруженный шарик

$$q_0'' = \frac{N_0}{z} \left(1 - \frac{4 \rho_0}{D_n} \right).$$

Координату p_0 нужно брать со своим знаком. Если координата p_0 имеет минус, то после подстановки ее значения с учетом знака предыдущие выражения покажут, что максимально нагруженный шарик будет находиться по другую сторону оси $y - y$.

Определим, когда нагрузка на минимально нагруженный шарик будет равна нулю. В этом случае $q_0'' = 0$, т. е.

$$1 - \frac{4p_0}{D_n} = 0.$$

Отсюда следует, что нагрузка на один из шариков, равная нулю, будет иметь место при

$$p_0 = \frac{D_n}{4}.$$

Определение максимальной горизонтальной (радиальной) нагрузки на шарик

Нагрузка p_0 на наиболее нагруженный шарик от горизонтальной реакции N_2 определяется из зависимости, выведенной Штрибеском для распределения нагрузки между шариками в шариковом подшипнике, при условии отсутствия зазоров между шариками и канавками погоньев. Для этого случая

$$p_0 = \frac{5N_2}{z}, \quad (27)$$

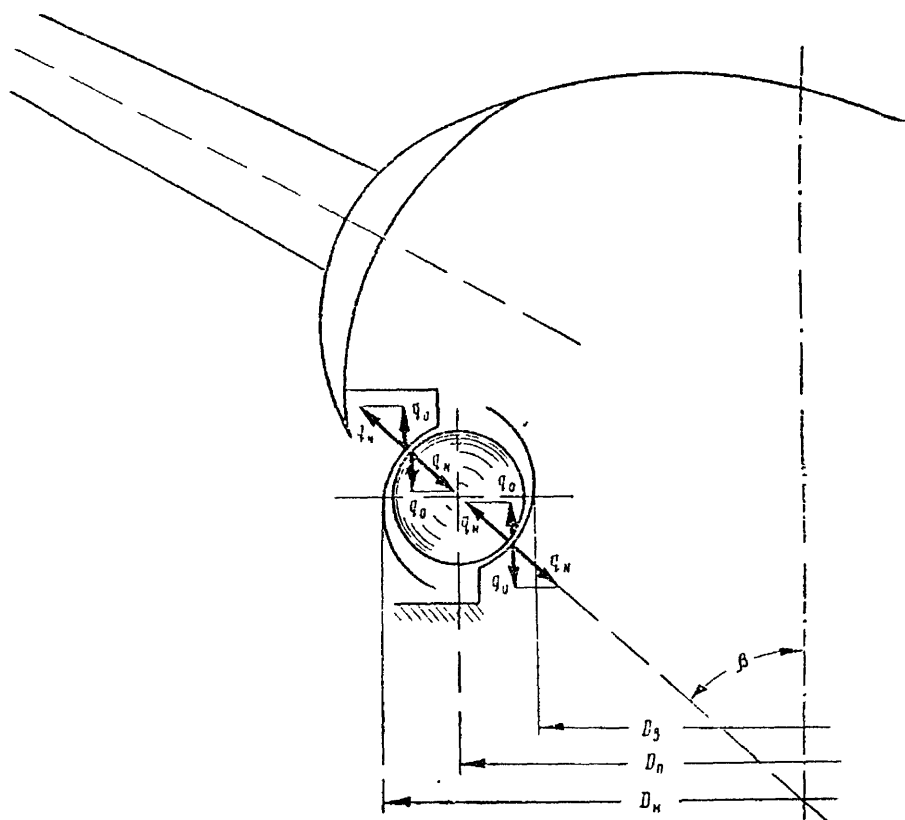
где z — число шариков в башенной опоре.

В шариковой опоре башни фактическая радиальная нагрузка на один шарик может быть больше, чем найденная по формуле (27), вследствие наличия зазоров, неточностей изготовления и деформации погоньев. Однако учесть это увеличение нагрузки пока не удастся.

3. Расчет шариков и погоньев опоры башни

В зависимости от конструкции башенной опоры максимальные значения нагрузки q_0 и p_0 могут приходиться как на один шарик, так и на два, находящихся на противоположных сторонах опоры. Если подвижный погон охватывает шарик (см. фиг. 43), то максимальные нагрузки q_0 и p_0 обычно действуют на диаметрально противоположные шарик. Если шарик охватывается неподвижным погоном, максимальные нагрузки q_0 и p_0 чаще всего воспринимаются одним и тем же шариком. Суммарная нагрузка, воспринимаемая шариком, зависит также от типа шариковой опоры. В связи с применением в настоящее время преимущественно шариковых опор, выполненных по типу радиально-упорного подшипника, ограничимся рассмотрением расчета башенной опоры подобного типа. Определим нагрузки, действующие в местах контакта шарика с погоями в случае охвата шариков подвижным погоном. Рассмотрим только перед-

ний шарик. Силы, действующие в местах контакта шарика с погонями для данного случая, когда p_0 положительно, показаны на фиг. 47 и 48.



Фиг. 47. Определение нормальной реакции в опоре башни от вертикальной силы

Расчет башенной опоры, выполненной по типу радиально-упорного подшипника, осуществляется в следующем порядке:

1. Необходимо найти q_0 и p_0 при различных (обычно крайних) значениях угла возвышения (при φ_{\min} и φ_{\max}).

2. Найти наиболее нагруженный шарик.

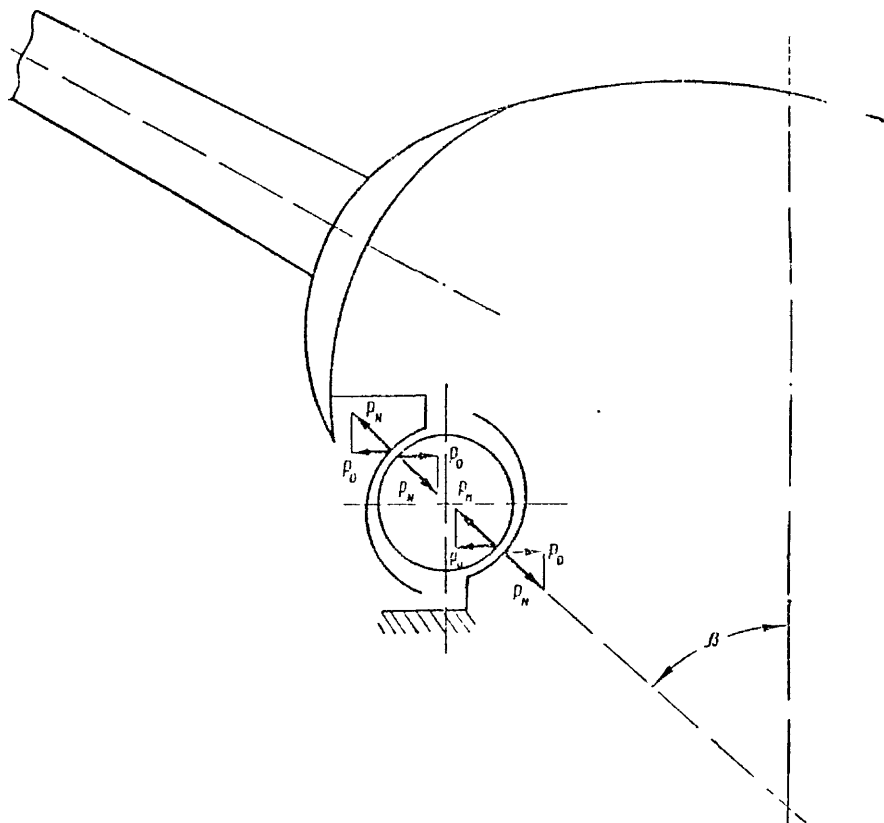
3. Определить нормальную реакцию на погон (шарик) в месте его контакта от вертикальной нагрузки (см. фиг. 47) по формуле

$$q_N = \frac{q_0}{\cos \beta}.$$

4. Определить нормальную реакцию от горизонтальной (радиальной) нагрузки (см. фиг. 48) по формуле

$$p_N = \frac{p_0}{\sin \beta}.$$

В этих выражениях β — угол между линией контактов и осью опоры.



Фиг. 48. Определение нормальной реакции в опоре башни от горизонтальной силы

Угол β в радиально-упорных шариковых подшипниках считается постоянным и равен $72,5^\circ$. В башенной опоре, выполненной по типу радиально-упорного подшипника, из-за переменности составляющих q_0 и p_0 , а также вследствие возможности смещения и поворота одного погона относительно другого угол β будет переменным и определение его, а следовательно, и определение фактической максимальной нагрузки на шарик и погон представляет большие трудности.

В практических расчетах угол β наклона линии контакта к вертикали подсчитывается в предположении отсутствия взаимного смещения погонцов по формуле

$$\beta = \arcsin \frac{4r_k - (D_n - D_s)}{4(r_k - r_w)},$$

где D_n — диаметр тора охватывающего погонца;

D_s — диаметр тора охватываемого погонца;

r_k и r_w — радиусы канавки и шарика.

При грубых прикидочных расчетах этим углом β задаются по аналогии с радиально-упорными шариковыми подшипниками.

5. Определить суммарную максимальную нагрузку на погон (шарик) по формуле

$$P_{\Sigma \max} = q_N + p_N. \quad (28)$$

Нормальные реакции, действующие на погон (шарик), нами определены отдельно от двух нагрузок — вертикальной и горизонтальной (радиальной) и действуют по нормали к поверхностям соприкосновения в местах контакта шарика с погоном. Этим и объясняется, что их совместное действие определяется как арифметическая сумма, хотя при таком суммировании вкрадывается некоторая ошибка. На самом деле между шариком и погоном по линии контакта действует лишь одна нормальная сила (если пренебречь трением), составляющими которой и должны были бы быть силы q_0 и p_0 . Однако точное решение этой задачи пока не получено и приходится мириться с некоторыми погрешностями, учитывая сравнительный характер расчетов.

6. Шарик проверяется на невозможность раздавливания по формуле Штрибека

$$p_{\Sigma \max} \leq kd^2, \quad (29)$$

где $p_{\Sigma \max}$ — суммарная максимальная нагрузка на шарик, кг;

d — диаметр шарика, см;

k — коэффициент прочности шарика, равный 200–250 кг/см².

Опыты на раздавливание шариков показывают, что последние выполняются со значительным (6–9-кратным) запасом прочности.

7. Рабочая поверхность шарика и особенно рабочая поверхность погона, как более слабая, проверяются на максимальное контактное напряжение смятия. Задача на определение максимальных напряжений для случая контакта сложных криволинейных поверхностей решается в общем виде теорией упругости.

Предлагается определять максимальное напряжение смятия в месте контакта шарика с погоном по формуле, введенной методами упругости для данного случая

$$\sigma_{\max} = 5400 \left[\frac{(r_k + \hat{r}) - r_w}{r_w} \right]^{0,2} \left(\frac{R_n}{R_n \pm r_w} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{P_{\Sigma \max}}{r_w^2}}, \quad (30)$$

где R_n — средний радиус опоры башни, см;

r_k — радиус канавки погона, см;

$r_{ш}$ — радиус шарика, см;

δ — максимально возможный зазор в месте контакта шарика с погоном, см;

$P_{\Sigma \max}$ — нагрузка на шарик, кг.

Данная формула справедлива для значений:

$$r_k = (1,005 \div 1,5) r_{ш}; \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,3; \quad E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2,$$

где μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона шарика и погона;

E_1 и E_2 — модули упругости первого рода материалов шарика и погона.

Для погона, охватывающего шарик, в знаменателе кубичной скобки принимается знак плюс, для другого погона, находящегося внутри, — знак минус. Формула дает разные значения напряжений для погонов башни в зависимости от их расположения, что находится в полном соответствии с действительностью. Из этой формулы видно, что наибольшее напряжение имеет место на рабочей поверхности охватываемого погона.

Допускаемое значение максимальных контактных напряжений для закаленных погонов — 30000 кг/см^2 .

— — —

ГЛАВА 5

МЕХАНИЗМЫ НАВЕДЕНИЯ ОРУЖИЯ ТАНКА

Системой наведения оружия танка называется совокупность механизмов и приводов, предназначенных для поворота башни и наведения оружия в вертикальной плоскости.

Основными частями системы являются: 1) механизм поворота башни (механизм горизонтальной наводки), 2) подъемный механизм (механизм вертикальной наводки) и 3) приводы с управлением

В современных средних и тяжелых танках основным приводом как для механизма горизонтального наведения, так и для механизма вертикального наведения является моторный привод, который должен обеспечивать плавную наводку оружия на цель и быстрый перенос огня. Ручной привод используется как резервный.

Наиболее совершенной системой наведения оружия является система, действующая от одной рукоятки. Применявшееся в период второй мировой войны раздельное управление поворотом башни и вертикальным наведением оружия в настоящее время не удовлетворяет возросшим требованиям.

В соответствии с задачами курса в учебнике рассматривается лишь одна часть системы наведения, а именно: механизм поворота башни.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА БАШНИ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Механизм поворота башни (МПБ) служит для наводки оружия танка в горизонтальной плоскости; его основная цель — обеспечить высокую маневренность пушечного и пулеметного огня.

1. Классификация механизмов поворота башен

В зависимости от взаимодействия моторного и ручного приводов механизмы поворота башен можно разделить на две группы:

- 1) на механизмы раздельного действия (с переключателем);
- 2) на механизмы независимого действия (дифференциальные).

В механизмах раздельного действия (фиг. 49) шестерня поюна 1 вращается или от электромотора 2, или от маховика 3 ручного привода. Переход с ручного вращения башни на моторное и обратно, достигается при помощи переключателя 4.

Особенность механизмов независимого действия (фиг. 50) заключается в наличии планетарной передачи 3. Шестерня поюна 1 кинематически постоянно соединена с электромотором 2 и маховиком ручного привода и благодаря дифференциальности планетарного ряда 3 может независимо получать вращение и от мотора, и от маховика ручного привода. Из планов скоростей шестерен планетарного ряда (фиг. 51) видно, что башню можно вращать или вручную, или электромотором, а также и тем и другим способом одновременно, не прибегая к помощи какого-либо переключателя. В этом заключается некоторое преимущество механизмов независимого действия. Следует заметить, что между моментами, действующими на элементы планетарного ряда, существует однозначное соотношение, не зависящее от того, вращаются шестерни механизма или находятся в покое. Поэтому, если момент электромотора недостаточен для вращения башни, облегчить его работу ручным приводом нельзя. Во избежание сгорания обмоток мотор в этом случае необходимо выключить и действовать только ручным приводом.

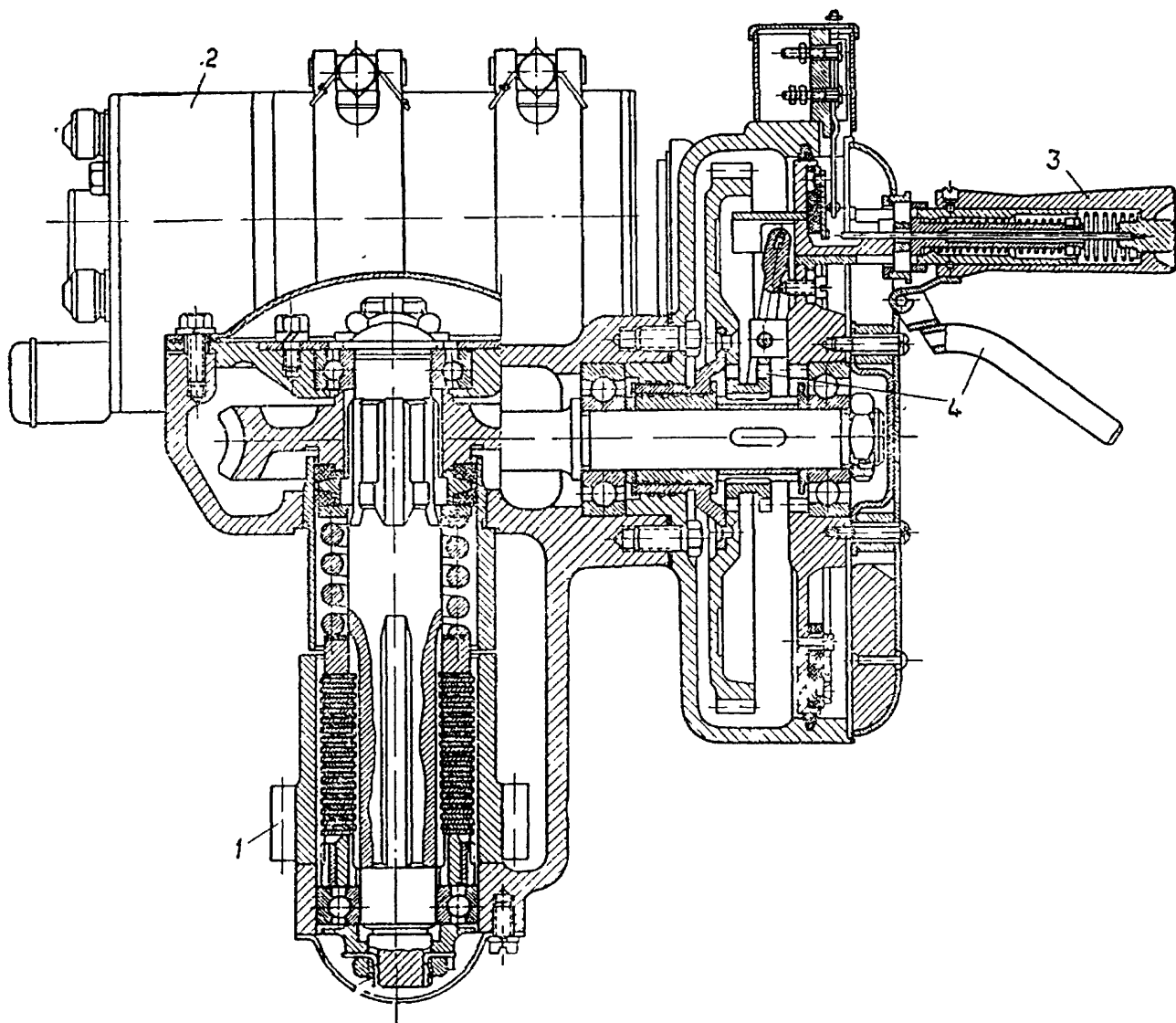
По типу моторного привода механизмы поворота башен делятся на механизмы с электрическим и с гидравлическим регулированием скорости вращения башни.

Гидравлический привод по сравнению с электрическим имеет следующие преимущества: 1) меньшие габариты и вес механизмов; 2) необратимость движения; 3) возможность применения механического редуктора с меньшим передаточным числом.

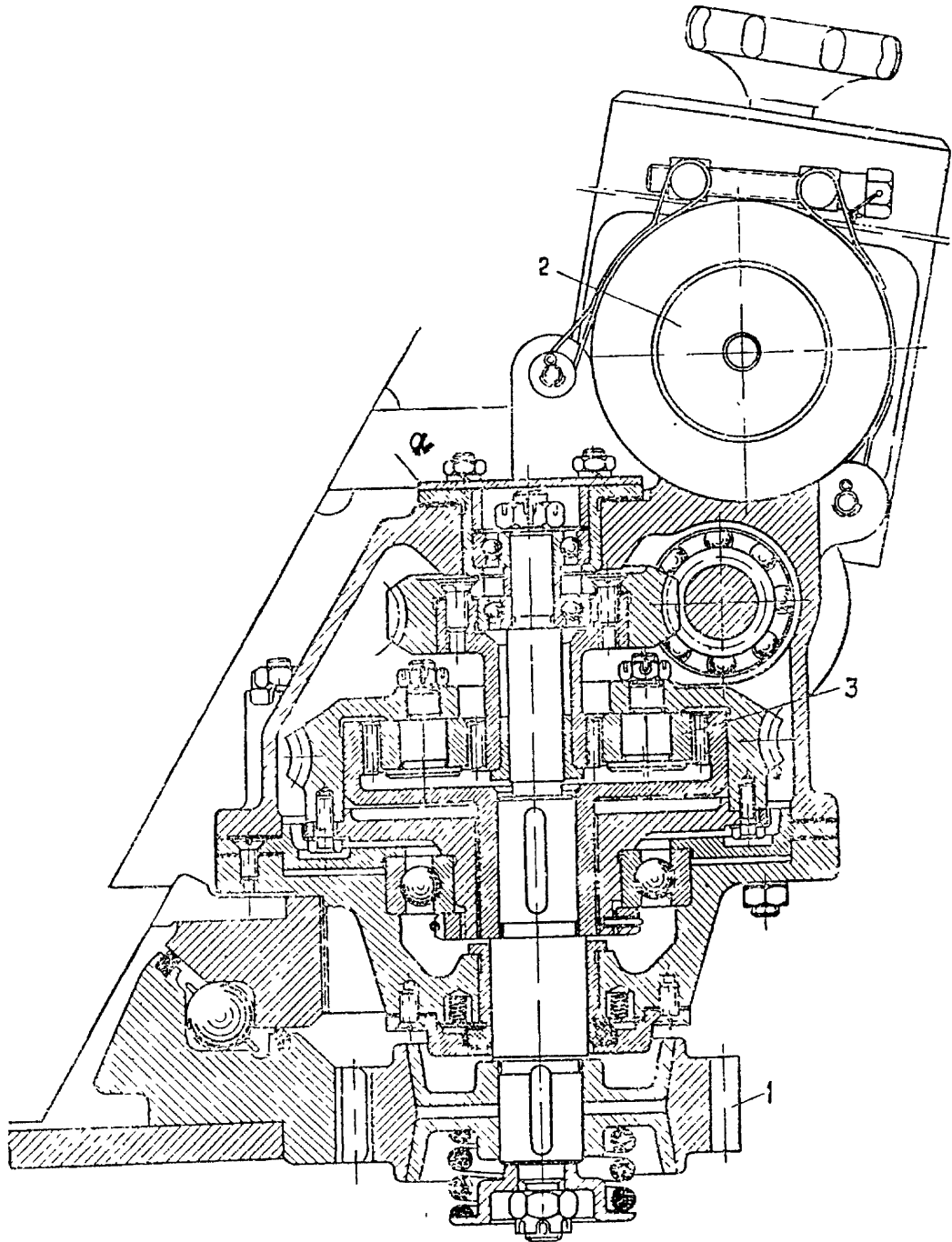
Однако гидравлический привод имеет и недостатки: 1) зависимость работы привода от температуры окружающей среды в связи с изменением вязкости рабочей жидкости; 2) меньшую надежность в работе из-за возможностей течи рабочей жидкости и попаданий в систему воздуха; 3) сложность подвода рабочей жидкости во вращающуюся башню. Последний недостаток может быть устранен, если гидравлический насос расположить в башне и осуществить его вращение от электродвигателя. Электродвигатель в этом случае потребует с самым простым управлением, а именно — действующий по принципу «включен—выключен», так как он может работать при постоянной угловой скорости якоря.

Механический привод от основного двигателя танка к гидронасосу занимает много места в боевом отделении и, главное, при неработающем двигателе исключается возможность вращения башни гидромотором.

Преимущества электропривода по сравнению с гидроприводом: 1) независимость работы от температуры окружающей среды; 2) легкость монтажа и надежность работы; 3) при электроприводе проще осуществляется управление башней от командира танка.



Фиг. 49. Механизм поворота башни раздельного действия



Фиг. 50 Механизм поворота баини дифференциального типа

Применение гидроприводов целесообразно при выполнении ими нескольких задач: вращение башни, наведение оружия в вертикальной плоскости, уравнивание и стабилизация артсистемы.

Для механизмов наведения оружия могут применяться гидроприводы только объемного типа (гидростатические).

2. Требования, предъявляемые к механизмам наведения оружия

1) Обеспечение плавного изменения угловой скорости башни в диапазоне $0,05\text{--}10^\circ/\text{сек}$ для наведения оружия на цель и для ведения прицельного огня по движущейся цели.

Основное соображение, принятое при установлении скорости горизонтального наведения — обеспечение возможности следить оружием за целью при движении танка и цели во всевозможных условиях, возникающих в боевой обстановке.

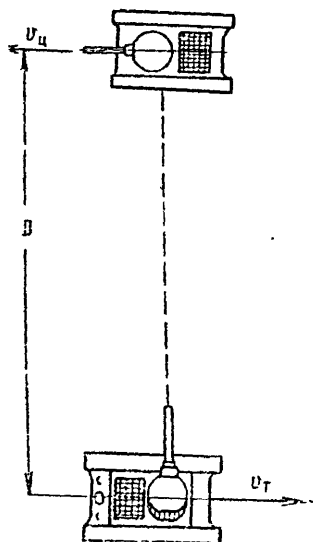
Верхний предел диапазона плавного регулирования скорости вращения башни установлен исходя из необходимости следить на ходу за движущейся целью при движении танка и цели встречно-параллельными курсами на минимально возможном удалении друг от друга и с максимальными боевыми скоростями (фиг. 52).

Угловая скорость перемещения цели в поле зрения прицела с достаточной для практических расчетов точностью может быть определена так:

$$\omega_{ц} = \frac{V_{\tau} + V_{ц}}{D} [^\circ/\text{сек}],$$

где V_{τ} — скорость танка, $\text{м}/\text{сек}$;
 $V_{ц}$ — скорость цели, $\text{м}/\text{сек}$;
 D — дистанция стрельбы, м .

Очевидно, что для удержания цели на марке прицела максимальная угловая скорость башни $\omega_{б}$ в диапазоне плавного регулирования должна быть не меньше угловой скорости перемещения цели, т. е. $\omega_{б} \geq \omega_{ц}$.



Фиг. 52. Положение движущегося танка и цели при наведении оружия танка на цель

Приняв в качестве исходных боевые скорости $V_T = V_u = 30 \text{ км/час}$ и дистанцию $D = 100 \text{ м}$, получим

$$\omega_0 = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{30 + 30}{3,6 \cdot 100} = 9,55^\circ/\text{сек.}$$

Кроме того, верхний предел плавного регулирования скорости вращения башни лимитируется возможностями стрелка заметить цель и остановить башню в нужный момент.

Очевидно, предельная скорость вращения башни будет ограничиваться условием достаточности для реагирования наводчика времени нахождения цели в поле зрения прицела t .

В соответствии с фиг. 53 имеем

$$t = \frac{\alpha}{\omega_{\text{пред}}} + \frac{180^\circ}{\pi} \frac{A}{\omega_{\text{пред}} D},$$

где α — величина угла поля зрения прицела ($^\circ$);

A — ширина цели, м ;

D — дистанция стрельбы, м ;

$\omega_{\text{пред}}$ — предельная скорость вращения башни, $^\circ/\text{сек.}$

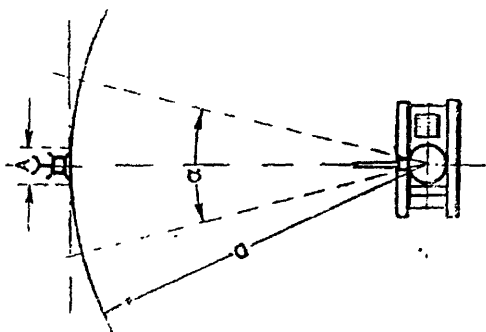
Для дистанций, превышающих 800 м , вторым слагаемым можно пренебречь, тогда

$$\omega_{\text{пред}} \approx \frac{\alpha}{t} [^\circ/\text{сек}]. \quad (a)$$

Время t , в течение которого цель должна находиться в поле зрения прицела, является фактически временем зрительно-моторной реакции наводчика и зависит от целого ряда факторов: видимости цели, увеличения и светосилы прицела, удобства управления поворотом башни, степени натренированности и утомленности наводчика и др.

Установлено, что время, необходимое на зрительно-моторную реакцию в условиях нахождения в танке при сложном зрительном ощущении (найти цель на поле боя) и резко облегченной и упрощенной моторной реакции (повернуть рукоятку), составляет $0,5 \div 1 \text{ сек.}$

Для установления зависимости $\omega_{\text{пред}}$ от увеличения y , которое дает прицел, во-первых, положим, что время t обратно пропорционально этому увеличению и, во-вторых, будем считать, что время t_0 ,



Фиг. 53. Схема, поясняющая зависимость угловой скорости башни от дистанции и протяженности цели

соответствующее наблюдению через прицел с наиболее распространенным увеличением, свойственным современным прицелам и равным $5\times$, составляет в среднем одну секунду.

Тогда

$$\frac{t}{t_0} = \frac{5'}{y} \quad \text{или} \quad t = \frac{5}{y}$$

Подставив это значение в выражение (а), получим формулу для определения верхнего предела диапазона угловых скоростей вращения башни в зависимости от увеличения прицела и его поля зрения

$$\omega_{\text{пред}} = \frac{y \alpha}{5}$$

В плавном изменении угловых скоростей вращения башни выше этого предела нет необходимости. Как видно из формулы, верхний предел регулируемых угловых скоростей прямо пропорционален полю зрения и увеличению прицела. Чтобы поднять верхний предел диапазона регулируемых угловых скоростей вращения башни, надо стремиться к увеличению произведения $y\alpha$, но не за счет уменьшения кратности увеличения прицела и резкого расширения в связи с этим его поля зрения

При увеличении дальности действительного огня малое y ведет к уменьшению точности наводки, а следовательно, к ухудшению кучности стрельбы. Поэтому надо изыскивать новые технические возможности для расширения поля зрения прицелов с сохранением достигнутых в настоящее время светосилы и увеличения, а еще лучше изыскать возможности повышения и этих оптических характеристик прицелов. На фиг. 54 приведены значения $\omega_{\text{пред}}$, до которых целесообразно в зависимости от поля зрения и увеличения прицела повышать диапазон плавного регулирования угловых скоростей вращения башни.

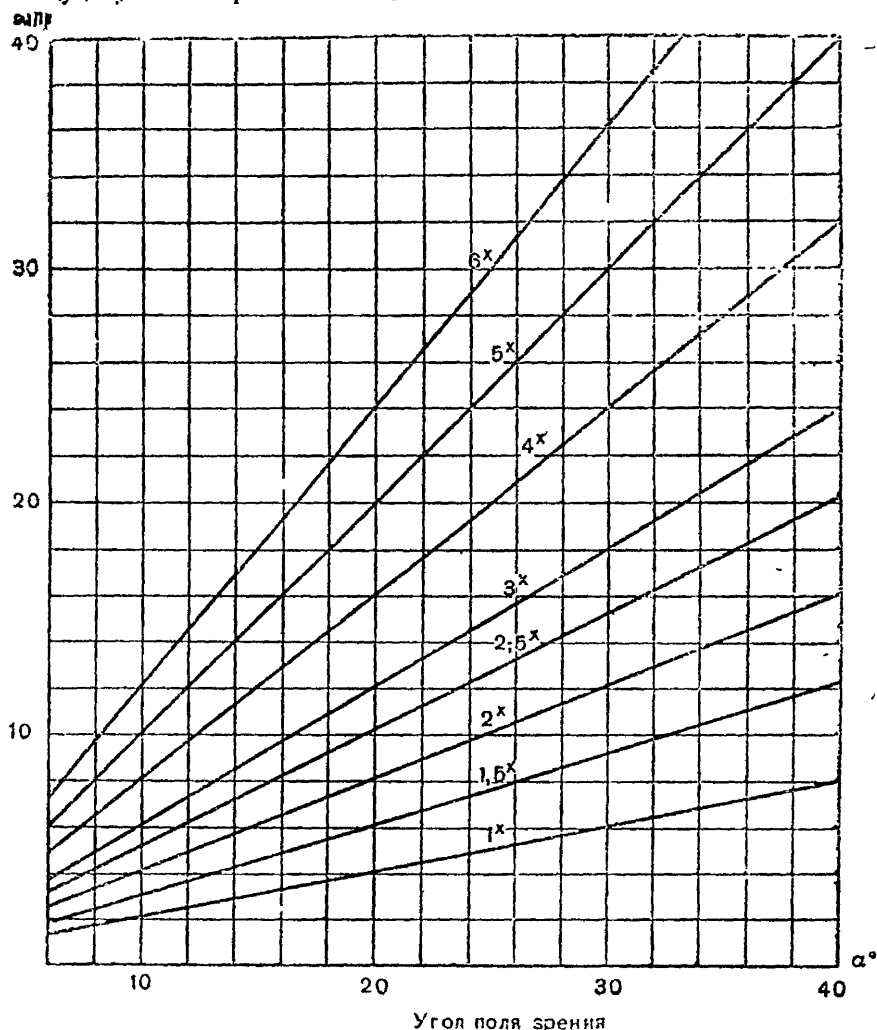
Минимальная скорость вращения башни ω_{min} обуславливается удобством наводки при стрельбе с места по удаленным неподвижным целям и целям, движущимся с небольшими относительными угловыми скоростями.

Принимают $\omega_{\text{min}} = 0,05 \div 0,1$ °/сек.

Основным требованием при повороте башни на данной скорости является возможность получения устойчивой скорости в достаточных пределах поворота рукоятки управления, так как при колебаниях корпуса танка во время движения слишком малый угол поворота рукоятки управления не дает возможности получить желаемую минимальную скорость вращения башни.

2) Быстрый перенос огня оружия с одной цели на другую. Максимальная величина угловой скорости вращения башни определяется необходимостью быстрого переноса огня на обнаруженные цели при стрельбе с места. Критерием для определения максимальной скорости вращения башни при переносе огня на обнаруженную цель является скорострельность современных про-

тивотанковых орудий. Максимальная скорость вращения башни должна обеспечить поворот башни на максимально возможный угол (180°) за интервал времени, соответствующий продолжительности между двумя выстрелами из противотанкового орудия.



Фиг. 54 Зависимость предельной угловой скорости башни от угла поля зрения и увеличения прицела

Скорострельность современных противотанковых орудий — 10—12 выстрелов в минуту. Отсюда следует, что максимальная угловая скорость вращения башни должна быть

$$\omega_{\text{б max}} = \frac{180^\circ}{5 \div 6} = 30 \div 35 \text{ сек.}$$

Практически в некоторых современных танках в связи с большим весом башен, а следовательно, и с большим моментом сопротивления повороту и ограниченными возможностями системы электрооборудования танков осуществлены значительно меньшие скорости переброса огня.

3) Быстрое торможение башни. Механизм поворота башни танка большую часть времени работает в переходных режимах, поэтому чем больше скорость переходных процессов и энергичнее торможение башни, тем быстрее и точнее можно навести оружие на цель и тем выше будет практическая скорострельность. Особенно необходимо осуществлять быстрое торможение при максимальной скорости наведения или переносе огня. В противном случае, после выключения привода, башня, вращаясь по инерции, будет поворачиваться на дополнительный угол, значительно превышающий поле зрения прицела. Это приведет к потере цели.

Допустимый угол поворота башни после выключения привода $3 \div 5^\circ$. Гидропривод без каких-либо дополнительных устройств полностью выполняет это требование. Электропривод в простейшем оформлении не способен обеспечить выполнения этого требования и нуждается в специальной дополнительной системе электроторможения. В случае применения электропривода без торможения угол поворота башни после выключения привода при переносе огня может достигать значительной величины — порядка $30 \div 35^\circ$.

4) Необратимость вращения башни, т. е. невозможность вращения башни под действием внешних моментов: силы веса, инерции, удара снаряда.

Выполнение этого требования достигается применением в механизме поворота башни с электроприводом необратимой (самотормозящей) червячной передачи или применением специальных тормозов. Червячная передача с цилиндрическим червяком обладает двумя серьезными недостатками: имеет низкий к. п. д. и сильно увеличивает люфт в механизме поворота. Стремление улучшить обычную червячную передачу в общем машиностроении привело к созданию глобидных червячных передач, достоинствами которых являются более высокий к. п. д., меньшие люфты в зацеплении и более высокие компактность и износостойчивость. Указанные преимущества обуславливают необходимость замены в механизмах поворота башен обычной червячной передачи на глобидную.

В механизмах с гидроприводом необратимость вращения башни достигается без применения червячной передачи, за счет несжимаемости рабочей жидкости.

5) Наличие в механизме устройства, предохраняющего его от перегрузки (при резком изменении скорости вращения башни или при приложении к ней чрезмерного внешнего момента).

Необходимость предохранения механизма поворота от перегрузки внешним моментом вызвана необратимостью вращения башни. Обеспечивается это требование применением фрикционных ус-

ройств, которые при предельно допустимом внешнем моменте должны пробуксовывать, позволяя башне провернуться, и предохранить тем самым механизм от поломки.

Наиболее характерные конструкции фрикционных устройств, предохраняющих механизмы поворота от перегрузок, показаны на фиг. 55. Наиболее простыми являются однодисковые (фиг. 55, *г*) и конусные фрикционы (фиг. 55, *а*, *б* и *в*). Многодисковое фрикционное устройство может передавать значительные крутящие моменты при небольших удельных давлениях на дисках трения (фиг. 55, *д*). Последнее обстоятельство способствует износоустойчивости механизма, что обеспечивает большую длительность его работы между регулировками.

В гидроприводах выполнение этого требования достигается применением предохранительных клапанов.

6) Минимальный люфт башни.

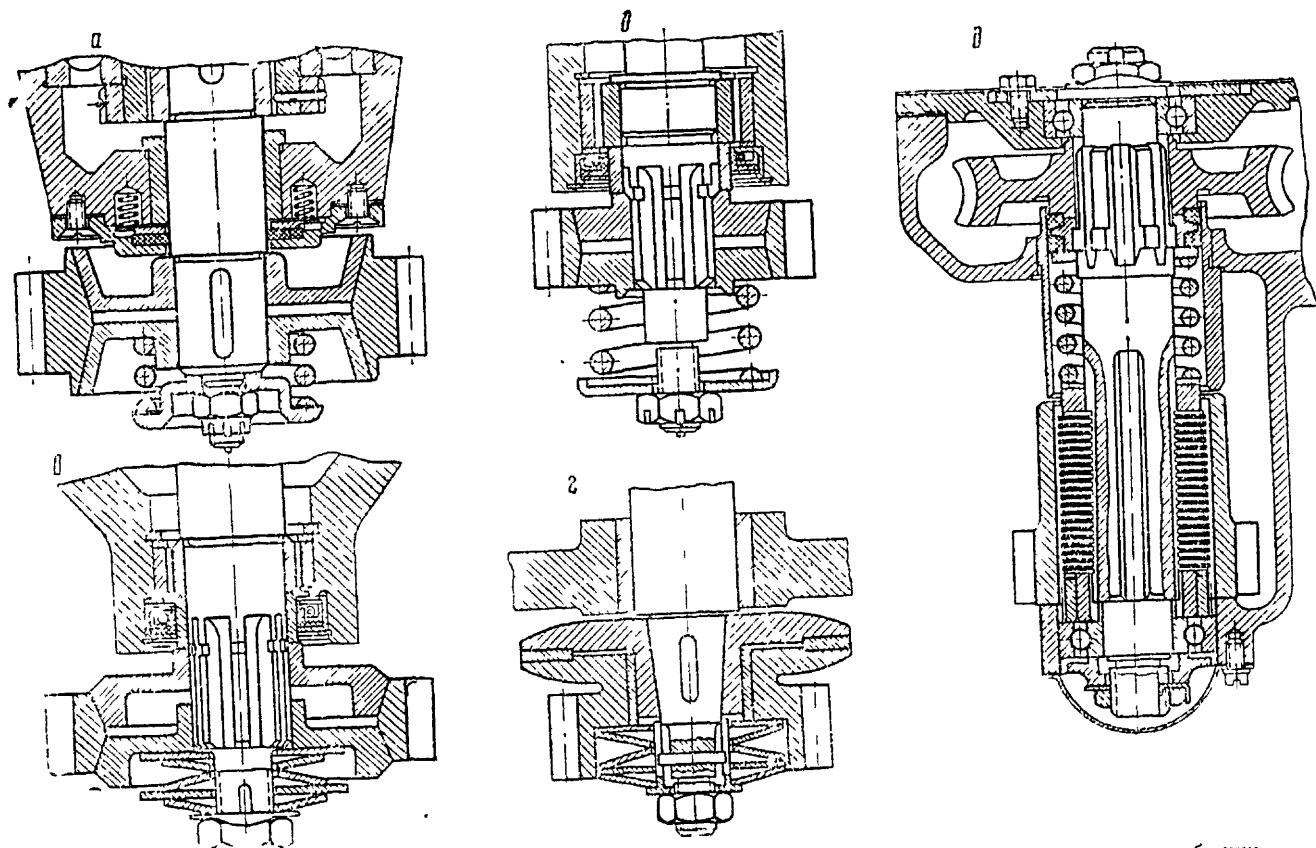
В соответствии с возможностями производства и требованиями предъявляемыми к боевым свойствам танка, круговой люфт башни не должен превышать 3 тысячных дистанции. В основном выполнение этого требования стремятся достигнуть за счет точности изготовления сопряженных пар и монтажной регулировкой.

Наибольшее влияние на величину люфта башни оказывает зазор между зубьями шестерни погона и венцом, а также зазоры в червячной и планетарной передачах. В некоторых танках уменьшение зазора в башенном редукторе достигалось применением ведущей шестерни башенного редуктора, состоящей из двух половин (фиг. 56), смещаемых относительно друг друга. В конструкции, приведенной на фиг. 56, *в*, смещение одной половины шестерни осуществлялось при помощи болта с эксцентричной головкой, в конструкции, изображенной на фиг. 56, *г*, — зазор выбирался непрерывно при помощи пружины, заложеной внутрь этой шестерни.

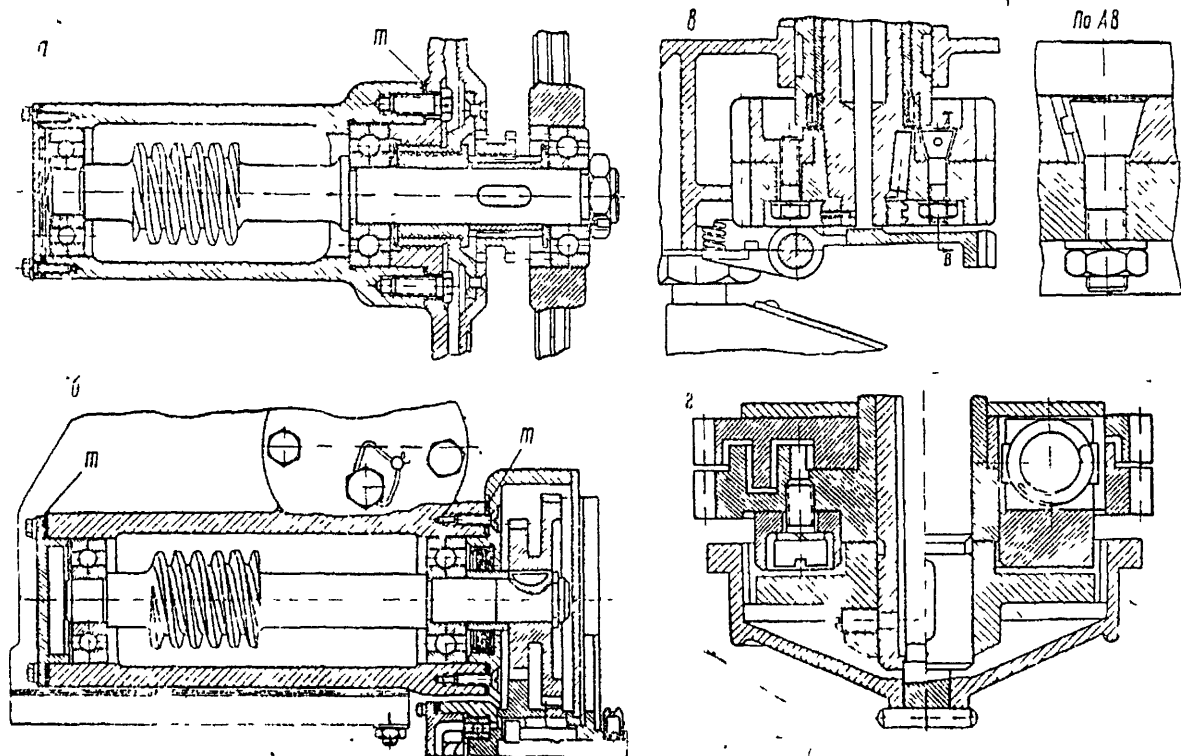
Уменьшение зазора в червячной паре иногда достигается применением эксцентриковых втулок, позволяющих приближать червяк к колесу. Для этой же цели служат прокладки под фланцем корпуса верхнего подшипника механизма поворота башни, показанного на фиг. 50, допускающие регулировку положения червячной шестерни относительно червячного валика верхней червячной передачи. Осевой люфт червяка сокращается или путем применения фиксирующей опоры (правый подшипник на фиг. 56, *а*), или с помощью прокладок *т*, ограничивающих осевые перемещения подшипников червяка (см. фиг. 56, *б*).

Дальнейшего уменьшения люфта башни можно достичь путем замены обычной червячной передачи глобоидной и повышением точности изготовления сопряженных пар, в особенности пары зубчатый венец и сопряженная с ним шестерня погона.

7) Усилие на рукоятке ручного привода не более 3—5 кг при нахождении танка на горизонтальном участке



Фиг. 35. Фрикционные устройства, применяемые для предохранения механизмов поворота башни



Фиг. 56. Способы устранения люфтов в механизмах поворота башен

и не более 10 кг при крене танка до 20°. Большие усилия на рукоятке маховичка приводят к быстрой утомляемости наводчика и значительно снижают точность наведения орудия на цель.

Выполнение этого требования достигается: высоким коэффициентом полезного действия и большим передаточным числом ручного привода механизма; минимальной неуравновешенностью башни и рациональной конструкцией ее опоры; надежной смазкой опоры и механизма поворота башни и тщательным уходом за ними.

В заключение отметим, что электрическая или гидравлическая схема управления механизмами наведения должна предусматривать возможность наведения оружия и командиром танка. Рукоятки управления должны быть расположены удобно, а воздействие на них должно соответствовать естественным рефлексам наводчика

§ 2. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА БАШНИ

1. Моменты сопротивления повороту башни

Вращению башни при установившемся движении препятствуют три момента сопротивления: от трения в опоре, от трения уплотнения, от неуравновешенности башни

При неравномерном вращении башни в периоды пуска и торможения к ней приложен еще инерционный момент.

Момент сопротивления от трения в опоре. В результате разложения силы веса башни на две составляющие $G_b \sin \delta$ и $G_b \cos \delta$ (фиг. 57) для опоры башни с касанием шариков в четырех точках моменты сопротивления от этих составляющих определяются так:

$$M' = G_b \sin \delta \mu R_n;$$

$$M'' = G_b \cos \delta \mu R_n.$$

Суммарный момент сопротивления от трения для такого типа опоры равен

$$M_\mu = \mu G_b R_n (\sin \delta + \cos \delta),$$

где μ — приведенный коэффициент трения в опоре.

Для современной башенной опоры, выполненной по типу радиально-упорного подшипника, момент сопротивления от трения в опоре определяется по формуле

$$M_\mu = \mu G_b R_n \left(\frac{\sin \delta}{\sin \beta} + \frac{\cos \delta}{\cos \beta} \right), \quad (31)$$

где β — угол между линией контактов в опоре и осью вращения башни (см. главу 4).

Коэффициент трения в опоре зависит от конструкции и технологического выполнения опоры. Для опоры, выполненной по типу радиально-упорного подшипника, его значения можно принять

— при незакаленных погонах $\mu = 0,01 - 0,03$;

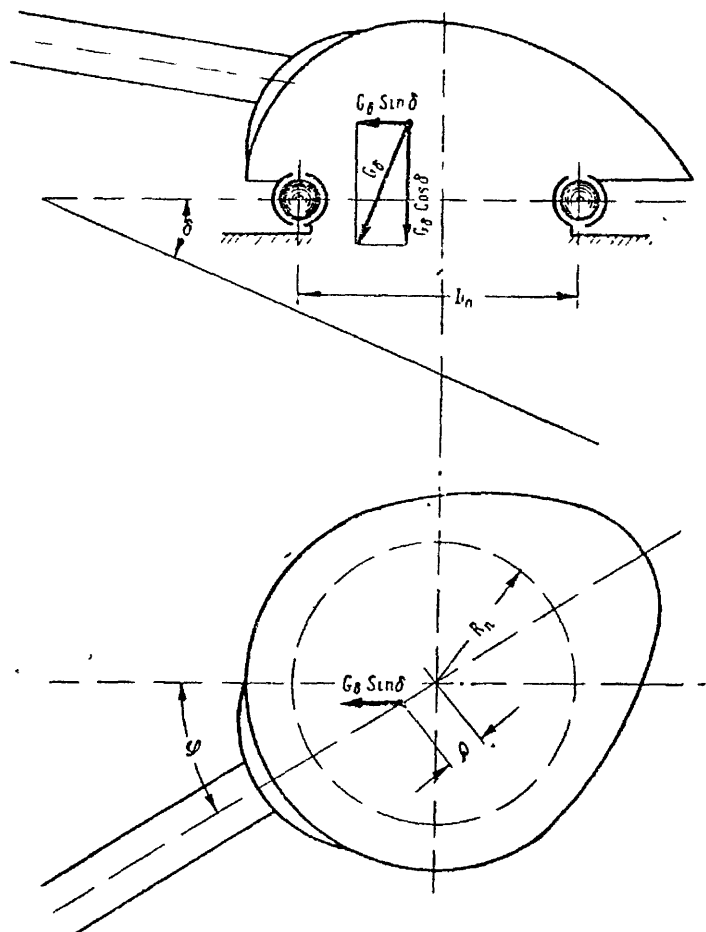
— при закаленных погонах $\mu = 0,005 - 0,01$.

Момент сопротивления от неуравновешенности башни. Составляющая силы веса $G_6 \sin \delta$ (см. фиг. 57) вызывает момент от неуравновешенности

$$M_n = G_6 \sin \delta \rho \sin \varphi, \quad (32)$$

где ρ — смещение центра тяжести башни относительно ее оси вращения;

φ — угол между осью ствола пушки и направлением на спуск (угол поворота башни).

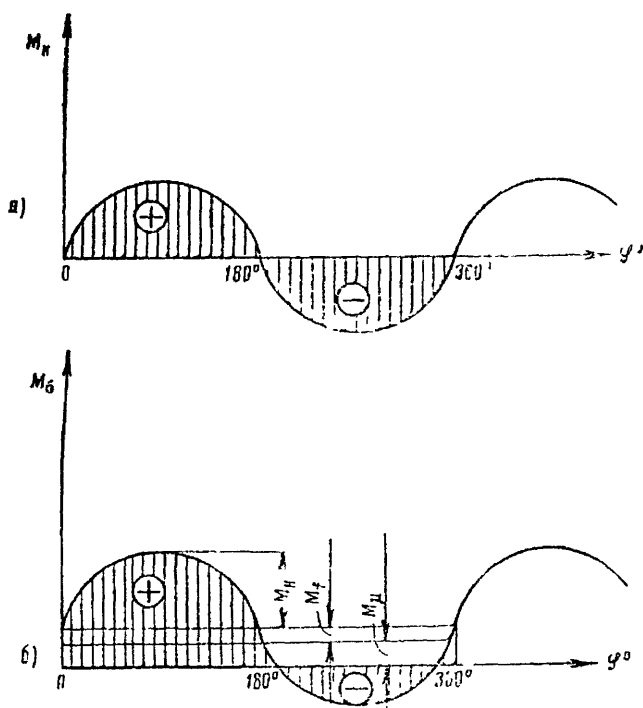


Фиг. 57. Нагрузка на опоры от веса башни при расположении танка на косогоре

Максимальное значение момента неуравновешенности

$$M_{n \max} = G_6 \rho \sin \delta.$$

Изменение M_n в зависимости от угла поворота башни φ показано на фиг. 58, а. Как видно из этой фигуры, момент сопротивления от неуровненности башни при нахождении танка на ко-согоре за один оборот башни меняет не только свою величину, но и знак: в течение первого полуоборота башни препятствует ее вращению, а затем, в течение следующего полуоборота, способствует ее вращению.



Фиг. 58. Изменение момента неуровненности башни

Момент сопротивления уплотнения. Этот момент можно определить ориентировочно по выражению

$$M_f = 2\pi f p b R_n^2, \quad (33)$$

где b — ширина уплотнительного кольца;

p — удельное давление, которое принимают равным $0,5 \div 2,0 \text{ кг/см}^2$;

f — коэффициент трения между уплотнением и погоном башни, равный $0,1 \div 0,15$.

Суммарный момент сопротивления повороту башни при равномерном вращении (см. фиг. 58, б)

$$M_0 = M_n + M_f + M_\mu.$$

2. Определение мощности двигателя для механизма поворота

Для упрощения решения поставленной задачи прибегают к эквивалентному замещению, в котором все инерционные массы и сопротивление повороту башни приводят к валу двигателя электромотора или гидромотора (фиг. 59). В этом случае уравнение движения системы механизма поворота и башни может быть написано в следующем виде:

$$I_n \frac{d\omega_a}{dt} = M_a - M_n,$$

где

- I_n — момент инерции системы, приведенный к валу двигателя;
- ω_a — угловая скорость вала двигателя;
- M_a — момент, который должен развить двигатель;
- M_n — момент сопротивления повороту башни, приведенный к валу двигателя.

Приведенный момент инерции может быть определен из равенства кинетических энергий системы действительно вращающихся масс и приведенной.

Кинетическая энергия действительно вращающихся масс механизма поворота башни

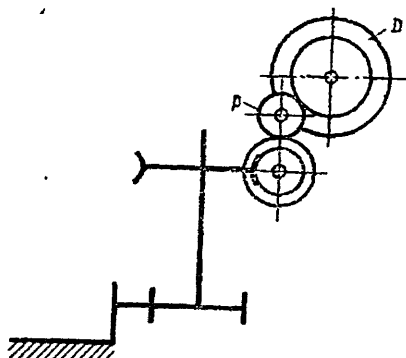
$$T = I_a \frac{\omega_a^2}{2} + \sum I_p \frac{\omega_p^2}{2} + I_b \frac{\omega_b^2}{2},$$

где

- I_a — момент инерции вращающихся частей двигателя;
- I_p — момент инерции масс на промежуточных валах в порядке их размещения от двигателя до башни;
- ω_p — угловая скорость массы;
- I_b — момент инерции башни;
- ω_b — угловая скорость башни.

Соответственно кинетическая энергия приведенной массы, расположенной на валу двигателя, равна

$$T = I_n \frac{\omega_a^2}{2}.$$



Фиг. 59. Схема механизма поворота башни

Обозначим:

$i_{дб}$ — передаточное число от вала двигателя до башни¹;

$i_{др}$ — передаточное число от вала двигателя до массы p , расположенной на промежуточном валу;

$\eta_{дб}$ — к.п.д. механизма от двигателя до башни;

$\eta_{др}$ — к.п.д. механизма от двигателя до массы p , расположенной на промежуточном валу.

Приведенный момент инерции I_n определяется из условия равенства кинетических энергий. С учетом к. п. д. механизма он равен

$$I_n = I_a + \sum \frac{I_p}{i_{др}^2 \eta_{др}} + \frac{I_б}{i_{дб}^2 \eta_{дб}}.$$

Момент сопротивления повороту башни, приведенный к валу двигателя, будет:

$$M_n = \frac{M_б}{i_{дб} \eta_{дб}}.$$

Из уравнения движения системы следует, что крутящий момент двигателя при разгоне равен

$$M_d = M_n + I_n \frac{d\omega_d}{dt}. \quad (a)$$

Тогда мощность, которую должен развить двигатель,

$$N_d = \frac{M_d \omega_d}{75}. \quad (б)$$

В период разгона башни M_d и ω_d переменны, следовательно, переменна и мощность, развиваемая двигателем.

Чтобы определить мощность двигателя, нужно знать закон изменения угловой скорости башни при разгоне. С некоторой погрешностью можно принять, что угловая скорость башни при разгоне изменяется по синусоидальному закону

$$\omega_б = \omega_n \sin \frac{\pi t}{2t_p},$$

где ω_n — угловая скорость башни в конце разгона;

t_p — время (продолжительность) разгона башни;

t — текущее время в период разгона башни.

¹ Здесь и во всех последующих главах передаточное число определяется как отношение угловой скорости ведущего элемента $\omega_{вщ}$ к угловой скорости ведомого $\omega_{вм} - i = \frac{\omega_{вщ}}{\omega_{вм}}$.

В данном случае ведущим является двигатель, поэтому

$$i_{дб} = \frac{\omega_d}{\omega_б} \text{ и } i_{др} = \frac{\omega_d}{\omega_p}.$$

Тогда скорость вала двигателя также будет изменяться по синусоидальному закону

$$\omega_d = \omega_{d \max} \sin \frac{\pi t}{2t_p}.$$

Угловое ускорение вала двигателя можно найти, продифференцировав угловую скорость по времени

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{\pi}{2t_p} \omega_{d \max} \cos \frac{\pi t}{2t_p}.$$

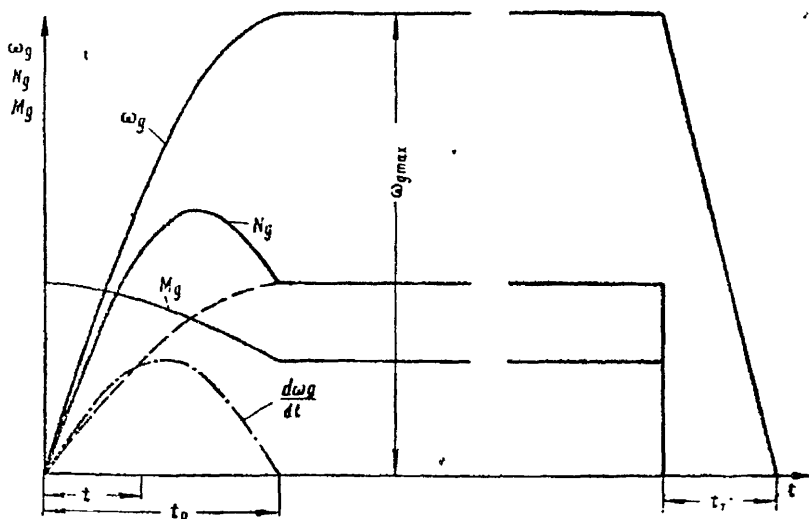
Зная ускорение вала двигателя, по формуле (а) находим момент M_d , развиваемый двигателем, а по формуле (б) определяем мощность двигателя

$$N_d = \left(M_n + I_n \frac{\pi}{2t_p} \omega_{d \max} \cos \frac{\pi t}{2t_p} \right) \frac{\omega_{d \max} \sin \frac{\pi t}{2t_p}}{75}.$$

Вводя выражение $\sin \frac{\pi t}{2t_p}$ в скобки и замечая, что $\sin \frac{\pi t}{2t_p} \cos \frac{\pi t}{2t_p} = \frac{1}{2} \sin \frac{\pi t}{t_p}$, окончательно получим

$$N_d = \left(M_n \sin \frac{\pi t}{2t_p} + I_n \frac{\pi}{4t_p} \omega_{d \max} \sin \frac{\pi t}{t_p} \right) \frac{\omega_{d \max}}{75}. \quad (34)$$

Из выражения (34) видно, что мощность двигателя графически может быть представлена суммой двух синусов (фиг. 60). Первая, изображенная пунктиром, имеет период $4t_p$ и амплитуду



Фиг. 60. График разгона и торможения танковой башни

$M_n \frac{\omega_{\lambda \max}}{75}$. Вторая, изображенная штрих-пунктиром, имеет период $2t_p$ и амплитуду $I_n \frac{\pi \omega_{\lambda \max}^2}{4t_p 75}$.

Из графика видно, что в процессе разгона от двигателя требуется большая мощность, чем при равномерном движении.

Максимальную мощность можно найти и аналитическим путем, исследовав функцию $N_{\lambda} = N_{\lambda}(t)$ на экстремум по правилам математики.

Для данного расчета необходимо знать момент инерции башни относительно оси ее вращения.

Можно считать, что радиус инерции башни пропорционален диаметру ее погона D_n . В этом случае момент инерции башни относительно оси ее вращения можно определить по эмпирической формуле

$$I_b = k G_6 D_n^2 \quad [\text{кг м сек}^2], \quad (35)$$

где $k = 0,03 \div 0,05 \text{ сек}^2/\text{м}$.

При этом в формулу необходимо подставлять диаметр погона башни в метрах, а вес башни — в килограммах. Верхний предел следует брать для башен с длинноствольными пушками.

Уравнение движения механизма поворота и башни при торможении имеет следующий вид:

$$I_{n(t)} \frac{d\omega_{\lambda(t)}}{dt} = -M_n - M_r,$$

где M_n — момент сопротивления повороту башни, приведенный к валу двигателя;

M_r — тормозной момент, приложенный к валу двигателя;

$\frac{d\omega_{\lambda(t)}}{dt}$ — угловое замедление вала двигателя.

Из этого выражения следует, что угловое замедление вала двигателя (а следовательно, и башни) при торможении постоянно (если M_n и M_r постоянны) и равно

$$-\frac{d\omega_{\lambda(t)}}{dt} = -\frac{M_n + M_r}{I_{n(t)}},$$

т. е. при торможении башня совершает равнозамедленное вращение (см. фиг. 60).

Угол поворота башни за период торможения равен

$$\varphi_r = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\omega_{\lambda \max}^2}{2 \frac{d\omega_{\lambda(t)}}{dt} \cdot i_{\lambda 6}} \quad [\text{градусов}],$$

3. Определение усилия на рукоятке ручного привода механизма поворота башни

Усилие на рукоятке ручного привода определяется по суммарному моменту сопротивления башни, который считают равным полному моменту сопротивления повороту башни при равномерном вращении M_6 плюс инерционный момент M_{j6} , т. е.

$$M_c = M_6 + M_{j6},$$

где

$$M_{j6} = I_6 \frac{d\omega_6}{dt}.$$

В этом случае усилие на рукоятке ручного привода равно

$$P_m = \frac{M_c}{\eta_{p.n} i_{p.n} r_m}, \quad (36)$$

где r_m — радиус маховичка ручного привода;

$i_{p.n}$ — передаточное число механизма поворота при действии ручным приводом;

$\eta_{p.n}$ — к. п. д. механизма поворота при действии ручным приводом.

Угловое ускорение башни при действии ручным приводом можно определить упрощенным способом, считая движение равноускоренным:

$$\frac{d\omega_6}{dt} \approx \frac{\omega_{6(p.n)}}{t_{p(p.n)}},$$

где $\omega_{6(p.n)}$ — угловая скорость башни в конце разгона ее ручным приводом;

$t_{p(p.n)}$ — время разгона башни ручным приводом, принимаемое обычно равным 2—3 секундам.

Величина передаточного числа в механизме поворота башни при действии ручным приводом принимается такой, чтобы усилие на рукоятке маховичка привода не превышало бы указанного в требованиях значения.

§ 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ БАШЕН ТАНКОВ

1. Классификация гидравлических приводов объемного типа

В механизмах поворота танковых башен для плавного регулирования скорости их вращения применяются гидроприводы исключительно объемного типа, состоящие из собственного привода и вспомогательных устройств. Собственно привод включает два преобразователя энергии: первичный агрегат — гидравлический насос (гидронасос) и вторичный агрегат — гидравлический мотор (гидромо-

тор). Оба преобразователя энергии соединены между собой системой трубопроводов и каналов, по которым циркулирует рабочая жидкость — обычно минеральное масло.

В гидроприводе передача и преобразование энергии происходит по замкнутому циклу по следующей схеме. Первичная часть привода (гидронасос), приводимая в движение от какого-либо источника механической энергии, преобразует механическую энергию в потенциальную и кинетическую энергии рабочей жидкости и нагнетает ее во вторичную часть привода (гидромотор). В гидромоторе потенциальная и кинетическая энергии вновь преобразовываются в механическую энергию.

Насосы и моторы объемных гидроприводов разделяются на следующие пять основных групп: 1) шестеренчатые, 2) винтовые, 3) ротационно-лопастные, 4) ротационно-поршневые (плунжерные), 5) поршневые неротационные.

В качестве основных гидравлических агрегатов механизмов поворота башен в большинстве случаев применяются ротационно-лопастные и ротационно-поршневые гидромашины, с регулируемой производительностью или регулируемым расходом. Шестеренчатые насосы чаще используются в качестве вспомогательного агрегата для восполнения утечек жидкости из системы.

Шестеренчатые гидроагрегаты бывают с внешним и с внутренним зацеплением.

Ротационно-поршневые (плунжерные) гидроагрегаты бывают также двух родов: плоскостные (радиальные) и пространственные (осевые или с качающейся шайбой).

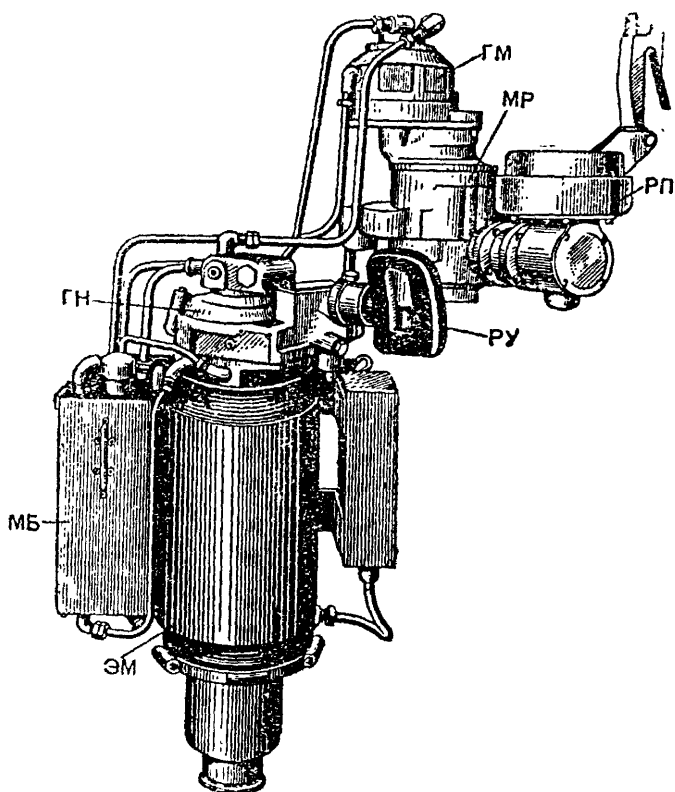
Гидропривод, применяемый в механизмах поворота танковых башен, помимо основных агрегатов (гидронасоса и гидромотора), включает также резервуар для жидкости, фильтры, трубопроводы, клапаны, золотники и другие механизмы управления и вспомогательные устройства.

Гидроприводы бывают двух типов: открытого и закрытого. В гидроприводе открытого типа отработанное масло из гидромотора возвращается в резервуар (бак), откуда оно затем снова засасывается в гидронасос. В гидроприводах закрытого типа масляный резервуар служит лишь для пополнения потерь масла, вызванных утечкой, так как все масло из гидромотора возвращается прямо в гидронасос. В гидроприводе открытого типа основные агрегаты (гидронасос и гидромотор) по конструкции проще, чем в гидроприводе закрытого типа. В гидроприводе открытого типа лучше обеспечивается охлаждение рабочей жидкости.

В гидроприводе закрытого типа масло меньше соприкасается с воздухом, чем в гидроприводе открытого типа, а следовательно, меньше поглощает воздуха и меньше окисляется. При закрытой системе гидропривода размеры масляного резервуара могут быть значительно меньше. В танках применяются преимущественно гидроприводы закрытого типа.

2. Конструктивные примеры гидравлических приводов башен

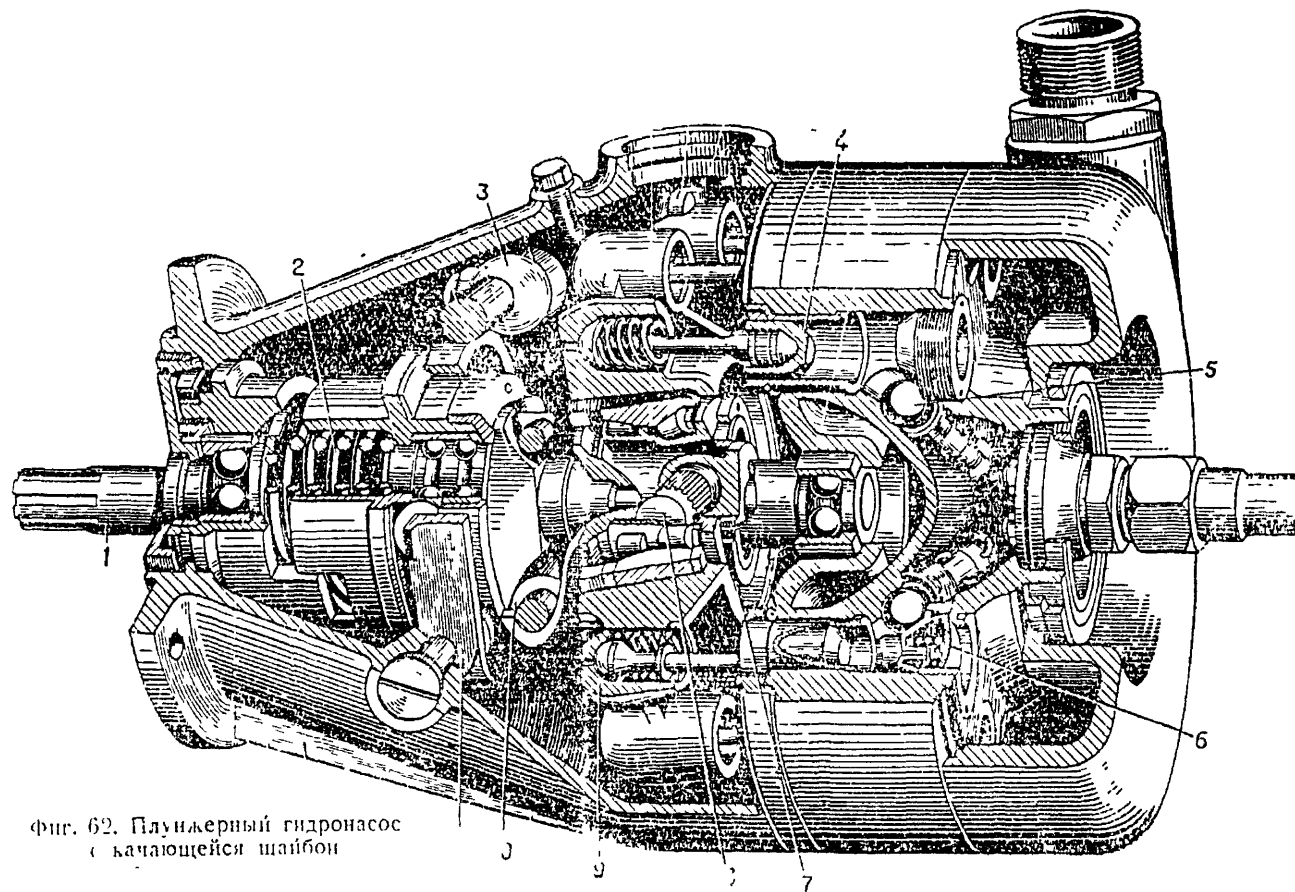
Расположение и количество агрегатов гидропривода механизма поворота башни зависят от способа приведения в движение гидронасоса. В гидроприводах танковых башен для приведения гидронасоса в действие чаще применяют специальный электромотор. В этом случае весь привод получается наиболее компактным, а главное вращение башни гидроприводом возможно и при неработающем двигателе танка. На фиг. 61 показан гидропривод башен американских танков, в котором гидронасос приводится в движение от электромотора.



Фиг. 61. Гидропривод с гидронасосом, приводимым в движение от электромотора:

ГН—гидронасос; ГМ—гидромотор; МР—механический редуктор; ЭМ—электромотор; МБ—масляный бачок; РП—ручной привод; РУ—рукоятка управления

Если гидронасос приводится в действие от основного двигателя танка, агрегаты гидропривода размещаются менее компактно, и в этом случае исключается возможность вращать башню гидроприводом.



Фиг. 62. Плунжерный гидронасос
с качающейся шайбой

дом при неработающем двигателе. При размещении гидронасоса в корпусе танка появляется необходимость во вращающемся гидравлическом устройстве для передачи масла из корпуса в башню.

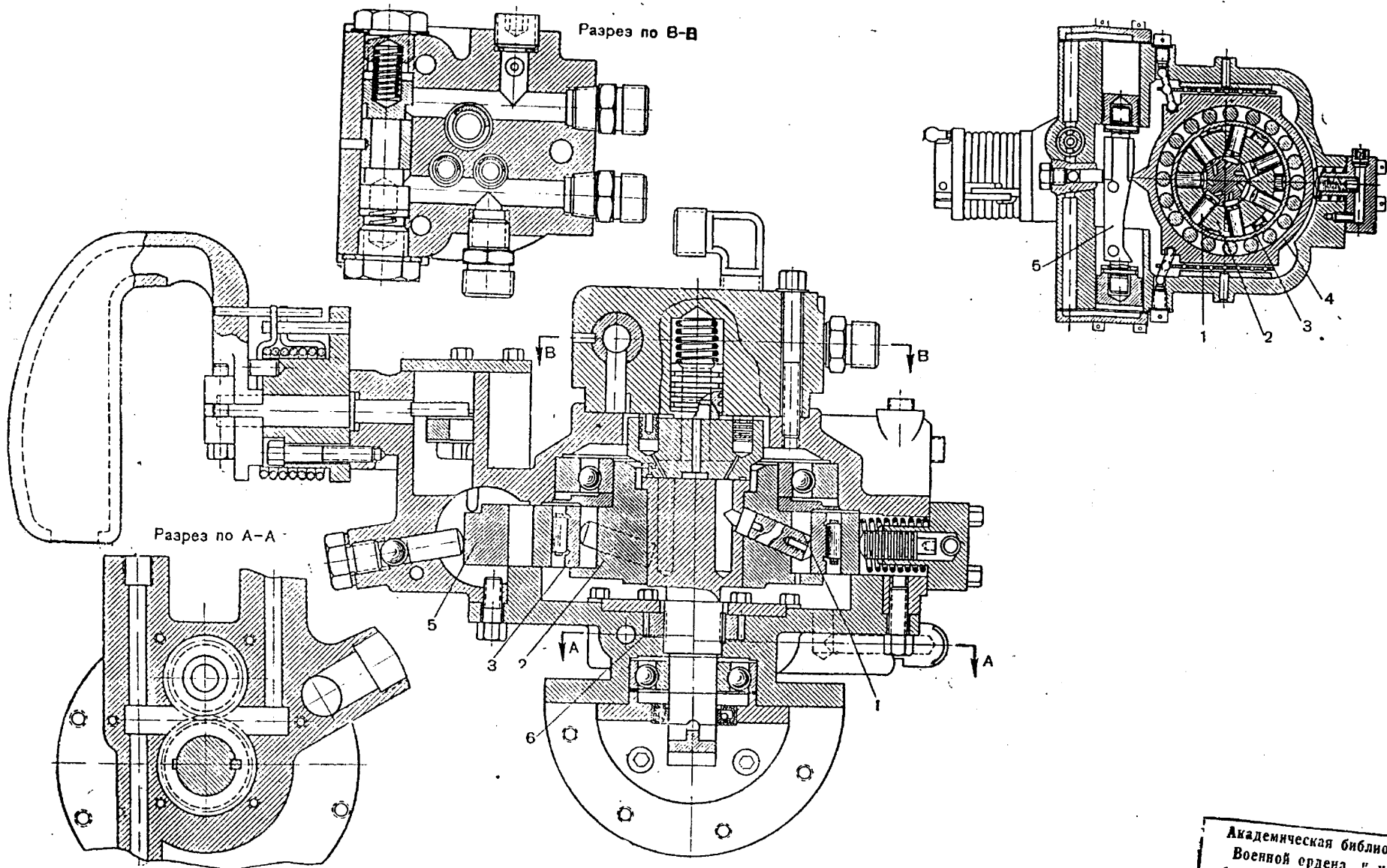
В гидроприводах механизмов поворота танковых башен применяются гидронасосы и гидромоторы различных конструкций. На фиг. 62 показан плунжерный насос с качающейся шайбой. Вал насоса 1 имеет поперечную ось 8, на которой на игольчатых подшипниках установлена муфта, вращающаяся вместе с валом и имеющая возможность совершать колебательное движение относительно своей оси. На этой муфте через посредство двойного конического роликоподшипника укреплена качающаяся шайба 9. Шайба может наклоняться относительно вертикальной оси в зависимости от угла поворота вилки 11. С качающейся шайбой связано одиннадцать плунжеров 4. Масло поступает в цилиндры плунжеров через грибовидные клапаны 6, а нагнетается в систему привода через шариковые клапаны 5.

Вилка 11, в зависимости от угла поворота которой качающаяся шайба может изменять свое положение, имеет с одной стороны ролик 10, а с другой — прогибовес. На ролик давит палец под действием пружины 2. Производительность этого гидронасоса зависит от хода плунжеров, который изменяется в зависимости от угла поворота качающейся шайбы. Выключается гидронасос при помощи эксцентрика 3, соединенного с приводом управления гидронасоса. При повороте эксцентрик через посредство вилки выключения 11 прекращает воздействие ролика 10 на качающуюся шайбу. В этом случае даже при вращении вала насоса качающаяся шайба, находясь в плоскости, перпендикулярной к валу, не вызывает возвратнопоступательного движения плунжеров и подача масла прекращается.

Применяются также гидронасосы с иным расположением плунжеров (фиг. 63). В подобном насосе плунжера 1 размещаются в специальных сверлениях ротора 2. Ротор совместно с плунжерами помещен в кольцо 3, которое при работе насоса под действием сил трения от нажима плунжеров вращается вместе с ротором. Производительность насоса и направление потока масла к гидромотору регулируются путем изменения знака и величины эксцентриситета кольца относительно ротора, что достигается перемещением обоймы статора 4. Обойма перемещается профилированной колодкой 5, положение которой задается рукояткой управления через следящую систему с дифференциальным действием поршней. В корпусе гидронасоса размещен шестеренчатый насос 6, предназначенный для пополнения системы гидропривода маслом и обеспечения работы следящей системы управления. Масло подводится в гидронасос и отводится от него через распределительную коробку.

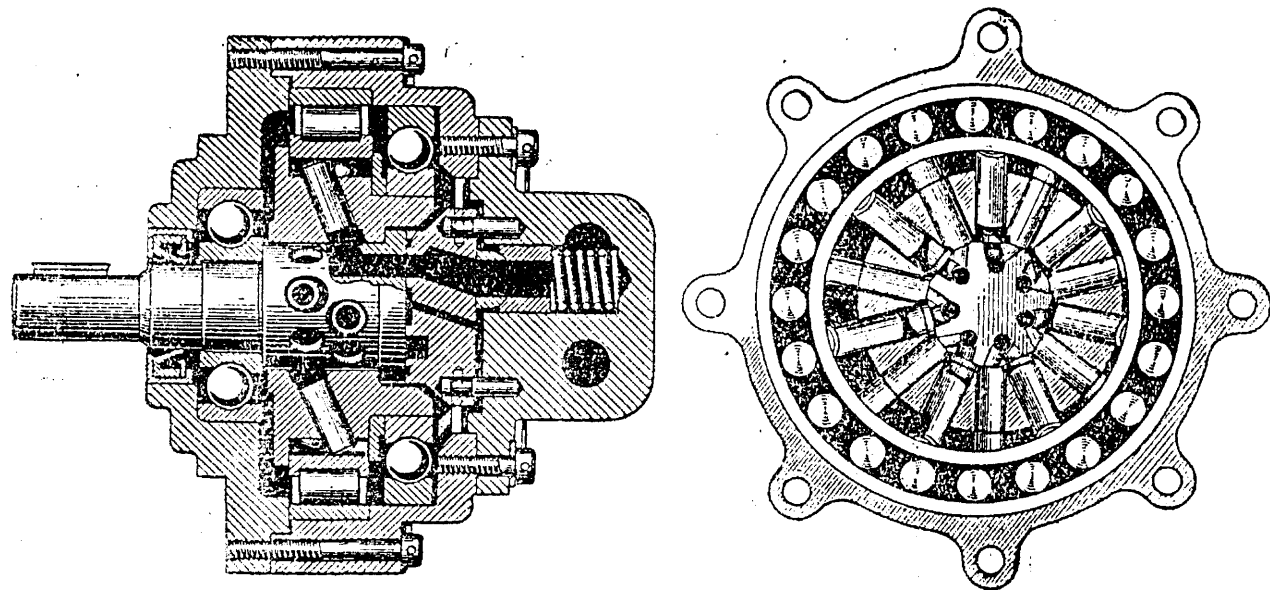
Подобную же, но более простую конструкцию может иметь и гидромотор (фиг. 64).

На фиг. 65 показана схема системы управления гидропривода с ротационно-плунжерным гидронасосом и гидромотором. На этой

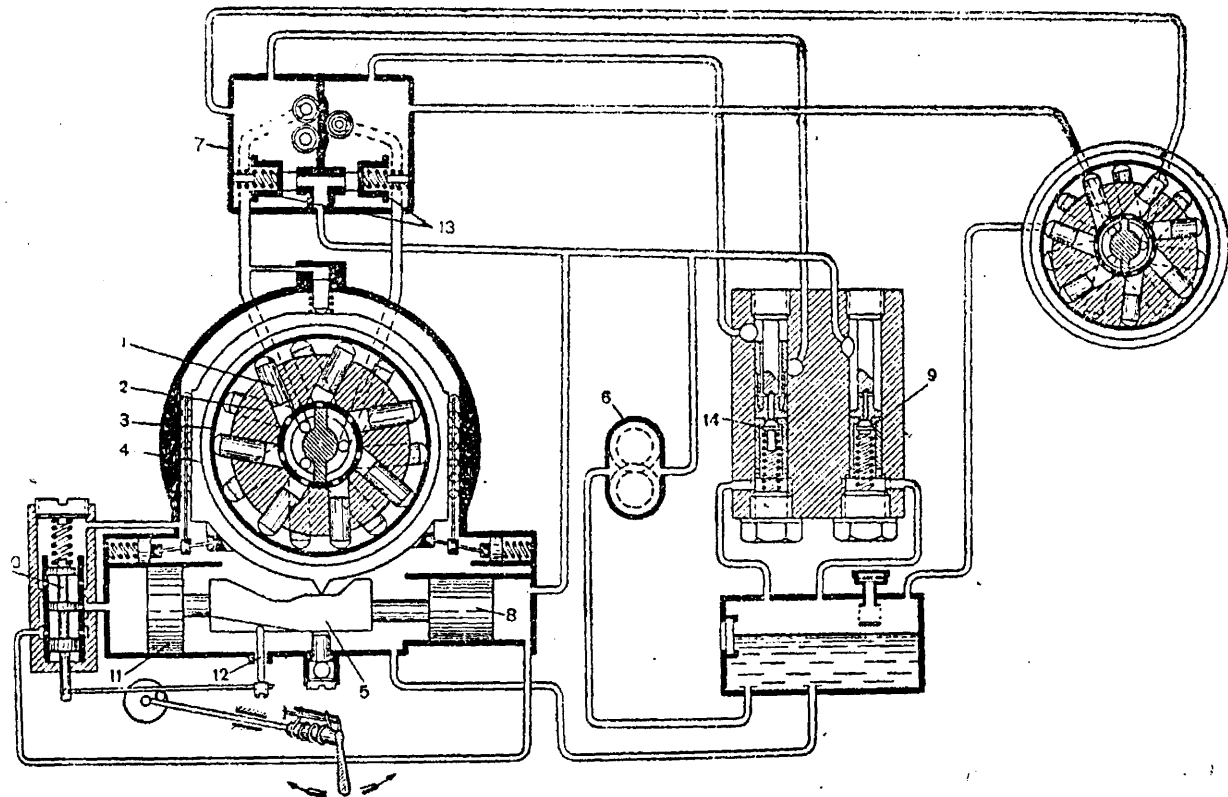


Фиг. 63. Ротационно-плунжерный гидронасос со следящей системой управления

Академическая библиотека
Военной ордена Л. и на
Академии БТВ
УЧЕБНЫЙ ФОНД



Фиг. 64. Ротационно-плунжерный гидромотор



Фиг. 65. Схема гидропривода с ротационно-плунжерным насосом и мотором и со следящей системой управления

фигуре показано состояние гидропривода, когда рукоятка управления его занимает среднее положение. В этом случае кольцо 3 расположено концентрично ротору 2 и при вращении ротора насоса возвратно-поступательного движения плунжеров 1 не происходит; они только вращаются вместе с ротором, и масло не подается.

Управление гидронасосом осуществляется поворотом рукоятки управления в ту или иную сторону, что вызывает вращение башни в соответствующую сторону. Скорость поворота башни определяется углом поворота рукоятки от среднего положения; при угле, равном 45° , достигается максимальная скорость вращения башни.

При работе привода гидронасоса в любом положении рукоятки управления шестеренчатый насос 6 нагнетает масло из масляного бака в распределительную коробку 7, в полость цилиндра малого поршня 8 и к редукционному клапану 9. Через редукционный клапан масло отводится в масляный бак, чем и обеспечивается поддержание в системе управления гидропривода давления около 5 кг/см^2 . Редукционный клапан 14 отрегулирован на рабочее давление, равное в данной конструкции 65 кг/см^2 .

Рассмотрим работу этого гидропривода при повороте рукоятки управления, например, против часовой стрелки. При таком повороте рукоятки управления кривошип, имеющийся на конце валика рукоятки управления, поднимает вверх шток золотника 10. Средний буртик золотника открывает отверстие, через которое полость цилиндра большого поршня 11 сообщается с полостью цилиндра малого поршня 8, находящегося под давлением подпиточного насоса. Так как поршни разных диаметров, а давление в их цилиндрах одинаковое, то они вместе с профилированной колодкой смещаются вправо, смещая статор и создавая эксцентриситет гидронасоса.

Одновременно с перемещением профилированной колодки 5 штифт 12 благодаря имеющемуся на колодке косому срезу и под действием пружины золотника поднимается вверх, а вместе с ним перемещается и золотник, но вниз (так как он соединен со штифтом коромыслом, опирающимся на кривошип рукоятки управления). Перемещение золотника происходит до тех пор, пока средний буртик золотника не закроет отверстия полости большого цилиндра следящей системы. Таким образом, каждому положению рукоятки соответствует определенное положение профилированной колодки и определенный эксцентриситет гидронасоса.

При смещении профилированной колодки вправо обьема 4 перемещается вниз, и при вращении ротора гидронасоса по часовой стрелке его плунжеры, находящиеся на левой стороне, нагнетают масло в гидромотор, заставляя его вращаться.

Из гидромотора все масло возвращается обратно в гидронасос. Таким образом, масло циркулирует между гидронасосом и гидромотором по замкнутому контуру. Утечка рабочей жидкости пополняется через тот или другой клапан наполнения 13 в зависимости от направления эксцентриситета насоса

Когда башня займет необходимое положение, рукоятка управления отпускается. В этом случае пружиной двустороннего действия она устанавливается в среднее положение, а кривошип ее валика занимает исходное положение. Золотник, опустившись, обеспечивает сообщение полости цилиндра большого поршня со сливом. В результате этого малый поршень под действием давления масла передвинет профильную колодку влево (в исходное положение), а вместе с ней золотник 10 возвратится в прежнее положение и своим средним буртиком перекроет отверстие полости цилиндра большого поршня. При исходном положении профильной колодки эксцентриситет насоса становится равным нулю, жидкость из гидромотора не воспринимается насосом и вращение ротора гидромотора прекращается. Эта необратимость движения уменьшает перебег башни и исключает самопроизвольные повороты башни под действием внешних моментов.

Подобным же образом действует гидропривод при повороте рукоятки управления влево, только в этом случае изменяются направление перемещения профильной колодки, знак эксцентриситета, а следовательно, и направление движения масла в системе и направление вращения ротора гидромотора.

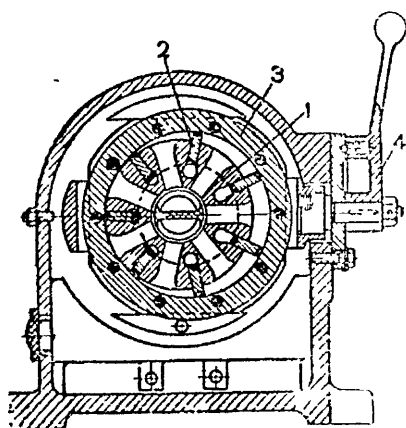
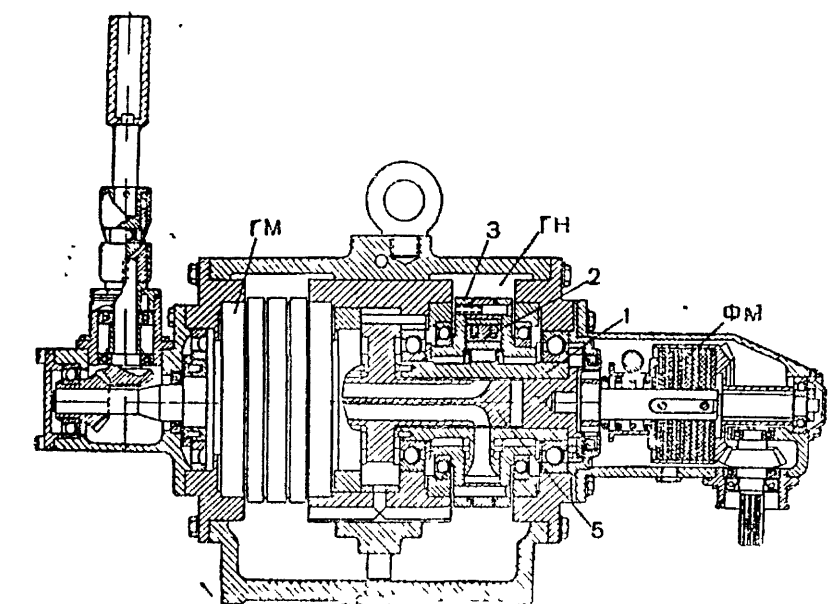
При резком торможении башни или действии на башню чрезмерных внешних моментов в системе гидропривода возникают большие давления, могущие вызвать разрушения трубопроводов.

Для предотвращения этого явления в системе гидропривода имеется редуциционный клапан 14. При повышении давления выше установленного предела масло из системы гидропривода через клапан отводится в масляный бак.

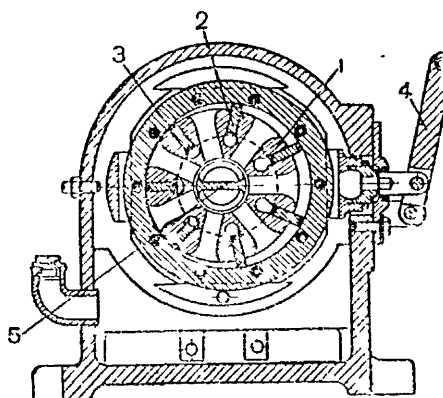
Подобный привод обеспечивал плавное изменение скорости вращения башни в широком диапазоне (0,2—22,6 %/сек). Однако из-за высокой чувствительности регулировки угловых скоростей к углу поворота рукоятки управления при малом ее отклонении от нейтральной, не было возможности следить за целью при угловых скоростях поворота башни, меньших 6°/сек.

В гидроприводах механизмов поворота башен применяются также гидронасосы и гидромоторы ротационно-лопастного типа. На фиг. 66 показан гидроагрегат, состоящий из гидронасоса (ГН) и гидромотора (ГМ) ротационно-лопастного типа, выполненных одинаково. Каждый из этих агрегатов имеет ротор 1, семь лопастей 2, статор 3 и механизм управления 4.

Ротор укреплен на двух шариковых подшипниках и приводится во вращение через фрикционную муфту ФМ привода. Каждая лопасть — составная, сделана в виде фигурной призмы с двумя полукруглыми секторами на краях. Одной стороной лопасти опираются на кольца, расположенные концентрично статору, другой стороной каждая из них прижимается двумя пружинками к внутренней поверхности статора. В целях уменьшения потерь на трение и уменьшения износа внутренней поверхности статор укреплен на шариковых подшипниках. Статор такой конструкции при работе



Гидромотор



Гидронасос

Фиг. 66. Гидропривод с ротационно-лопастными гидронасосом и гидромотором

гидропривода увлекается лопастями и свободно поворачивается. Поэтому потери на трение в месте соприкосновения лопастей с внутренней поверхностью статора незначительны, так как они обусловлены только относительной скоростью лопастей, вызванной эксцентриситетом. Эта конструктивная особенность позволяет допускать сравнительно высокие скорости вращения ротора (до 1800 об/мин), без опасения значительного износа рабочих поверхностей лопастей и статора. Статоры гидронасоса и гидромотора могут перемещаться в поперечном направлении относительно ротора вместе со своими шариковыми подшипниками, чем обеспечивается изменение их эксцентриситета, а следовательно, и режима их работы. Лопасть, ротор и статор образуют семь полостей, объем которых при вращении ротора изменяется вследствие эксцентричного положения ротора и статора относительно друг друга. В неподвижном цилиндре 5, находящемся внутри роторов гидронасоса и гидромотора, имеются два канала: один для отвода рабочей жидкости из гидронасоса в гидромотор, другой для отвода рабочей жидкости из гидромотора в гидронасос.

Изменение скорости и направления вращения вала гидромотора, а следовательно, и башни танка может быть достигнуто, например, изменением величины и знака эксцентриситета гидронасоса. Изменение величины и знака эксцентриситета осуществляется обычно при помощи специального привода, о конструкции которого дают некоторое представление поперечные разрезы гидронасоса и гидромотора, приведенные на фиг. 66.

3. Основы расчета агрегатов гидропривода

Исходными данными для расчета гидропривода является мощность N_d гидромотора, определенная по формуле (34).

Задаваясь коэффициентом полезного действия гидропривода в зависимости от выбранного типа машин в соответствии с данными табл. 7, определяют мощность приводного первичного электродвигателя

$$N_{пр} = \frac{N_d}{\eta_m^2 \eta_{об}^2}.$$

Таблица 7

Тип насоса	Объемный к.п.д. насоса $\eta_{об}$	Механический к.п.д. насоса η_m
Шестеренчатый с внешним зацеплением	0,85—0,96	0,73—0,91
Ротационно-лопастной	0,82—0,97	0,76—0,94
Ротационно-плунжерный	0,93—0,99	0,70—0,98

Потери на утечку, увеличивающиеся с возрастанием давления и уменьшением вязкости масла, у ротационно-плунжерных гидронасосов меньше, чем у ротационно-лопастных, благодаря возможности более точного изготовления плунжеров с цилиндрами по сравнению с лопастями и прорезями для них. Величина гидравлических потерь (на трение в трубопроводах и местные потери), растущих пропорционально квадрату скорости потока масла, имеет большее значение у ротационно-плунжерных насосов, чем у ротационно-лопастных, из-за большого числа мест, где поток масла меняет свою скорость и направление. С уменьшением эксцентриситета объемный и механический коэффициенты полезного действия уменьшаются.

Затем выбирают рабочее давление жидкости, руководствуясь следующими соображениями.

Увеличение давления жидкости уменьшает размеры (габариты) гидравлических агрегатов, диаметры трубопроводов и потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений, но, с другой стороны, повышает требования к качеству обработки деталей агрегата и предопределяет применение насоса более сложного типа.

Уменьшение давления жидкости увеличивает размеры гидравлических агрегатов и маслопроводов, понижает требования к качеству обработки деталей агрегата, уменьшает чувствительность к износу, позволяет применять более простой и дешевый насос.

При выборе давления необходимо также иметь в виду, что утечка рабочей жидкости, при равных прочих условиях, прямо пропорциональна давлению.

Главным же образом давление в агрегатах гидроприводов зависит от выбранного типа насоса и гидромотора:

- насосы низкого давления ($5\text{--}25 \text{ кг/см}^2$);
- насосы среднего давления ($25\text{--}50 \text{ кг/см}^2$);
- насосы высокого давления ($50\text{--}200 \text{ кг/см}^2$).

К насосам низкого давления относятся главным образом насосы шестеренчатые и частично ротационно-лопастные, к насосам среднего давления — насосы ротационно-лопастные и частично шестеренчатые, к насосам высокого давления — в основном насосы поршневого (плунжерного) и частично ротационно-лопастного типов.

Для поршневых насосов пространственного типа (с качающейся шайбой) допускается меньшее давление (до 100 кг/см^2), чем для поршневых радиальных насосов.

Далее по известной мощности первичного электродвигателя $N_{\text{пр}}$ и задавшись рабочим давлением гидропривода p находят теоретическую производительность насоса. При этом исходят из следующих соображений: мощность, развиваемая насосом, есть произведение весового расхода жидкости $Q\gamma$ на высоту h подачи жидкости

$$N = Q\gamma h.$$

Произведение удельного веса γ на высоту столба жидкости h представляет собой давление p в кг/см^2 .

Тогда

$$N_{\text{пр}} = \frac{p Q_{\text{теор}}}{45 \cdot 10^4} [\text{л. с.}] \text{ и } Q = \frac{45 \cdot 10^4 \cdot N_{\text{пр}}}{p} [\text{см}^3/\text{мин}].$$

Зная теоретическую производительность насоса определяют основные размеры гидронасоса и гидромотора, пользуясь следующими расчетными соотношениями для каждого типа машин.

Теоретическая производительность ротационно-плунжерных машин. Для всех ротационно-плунжерных гидронасосов с радиальным перемещением плунжеров теоретическая минутная производительность определяется по формуле

$$Q_{\text{теор}} = \frac{\pi d^2}{4} 2ezn = \frac{\pi d^2}{2} ezn [\text{см}^3/\text{мин}],$$

где d — диаметр плунжера, см;

e — эксцентриситет, см;

z — число цилиндров;

n — число оборотов в минуту ротора насоса.

Теоретическая производительность ротационно-плунжерных гидронасосов, у которых плунжеры наклонены к радиусу ротора под углом φ , как например в гидронасосе, показанном на фиг. 63 и 65, определяется по формуле

$$Q_{\text{теор}} = \frac{\pi d^2 zen}{2 \cos \varphi}.$$

При определении теоретической производительности поршневых (плунжерных) гидронасосов с качающейся шайбой пользуются формулой для ротационно-плунжерных гидронасосов с радиальными плунжерами после замены в ней величины $2e$ ходом поршней (плунжеров), равным $h = 2R \tan \beta$ (где β — угол наклона шайбы, R — радиус окружности цилиндров), т. е.

$$Q_{\text{теор}} = \frac{\pi d^2}{2} Rz \tan \beta.$$

Размеры однотипного гидромотора обычно выбирают равными размерам гидронасоса или несколько меньшими, учитывая, что вследствие объемных и механических потерь в насосе к гидромотору будет подводиться уменьшенная мощность

$$N' = N_{\text{пр}} \eta_m \eta_{\text{об}}.$$

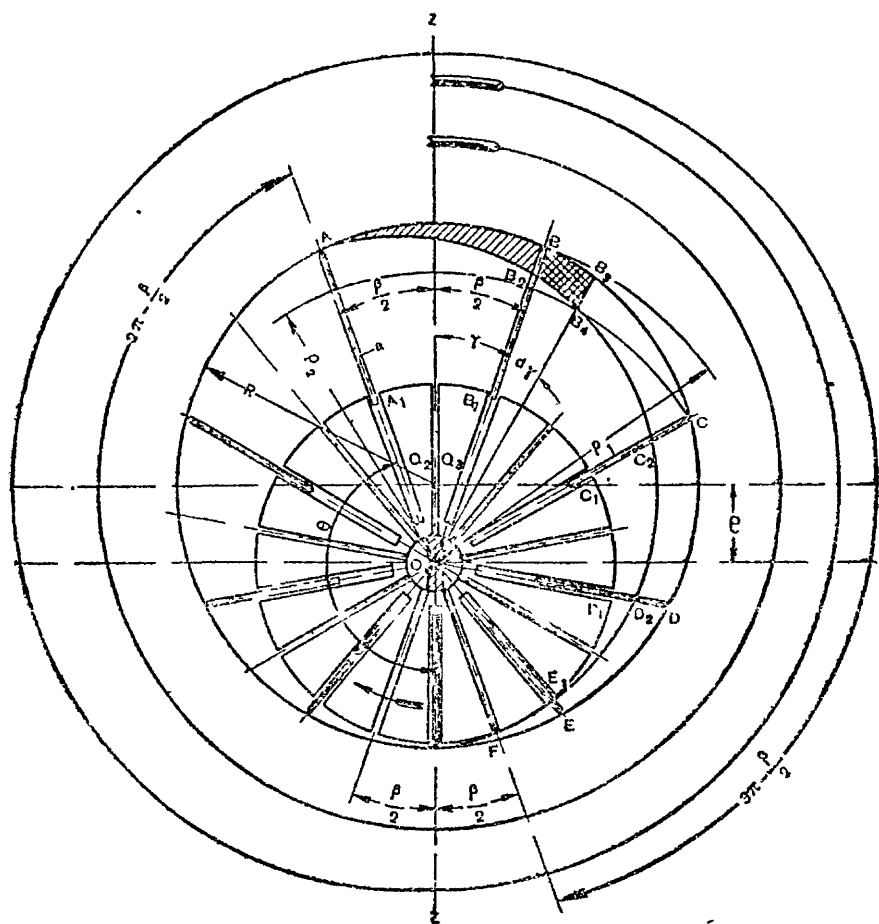
Для изменения скорости вращения башни эксцентриситет насоса или эксцентриситеты обеих машин выполняются регулируемые.

Необходимое перестановочное усилие P для смещения статора плунжерной радиальной машины подсчитывается по формуле

$$P_n = 71620 \frac{N_{\text{пр}}}{ne} [\text{кг}],$$

где e — эксцентриситет насоса, см.

Теоретическая производительность ротационно-лопастных машин. Формула для определения производительности ротационно-лопастного насоса установлена в предположении что дуги $A-B$ обоймы и A_1-B_1 ротора концентричны (фиг. 67). В этом случае подача за один оборот ротора равна про-



Фиг. 67. Схема гидронасоса ротационно-лопастного типа

изведению ширины лопасти b на площадь кольца, образованного радиусами:

$$R_{\text{внешн}} = R + e \text{ и } R_{\text{внут}} = R - e,$$

т. е.

$$q' = \pi b [(R + e)^2 - (R - e)^2] = 4\pi b R e.$$

С учетом объема, занимаемого самими лопастями, подача лопастного насоса за один оборот равна

$$q'' = be(4\pi R - ms),$$

где b — ширина лопасти насоса, см;
 s — толщина лопасти, см;
 R — радиус расточки статора, см;
 e — эксцентриситет насоса, см;
 m — число лопастей.

Минутная производительность такого лопастного насоса равна

$$Q = ebn(4\pi R - ms) \text{ [см}^3/\text{мин]},$$

где n — число оборотов ротора насоса в минуту.

Размеры гидромотора и величина перестановочного усилия определяются так же, как для плунжерных радиальных машин.

Регулирование скорости вращения башни гидроприводом. Возможность плавного изменения скорости вращения башни является главным достоинством регулируемых объемных гидроагрегатов, обеспечившим им широкое распространение в зарубежном танкостроении.

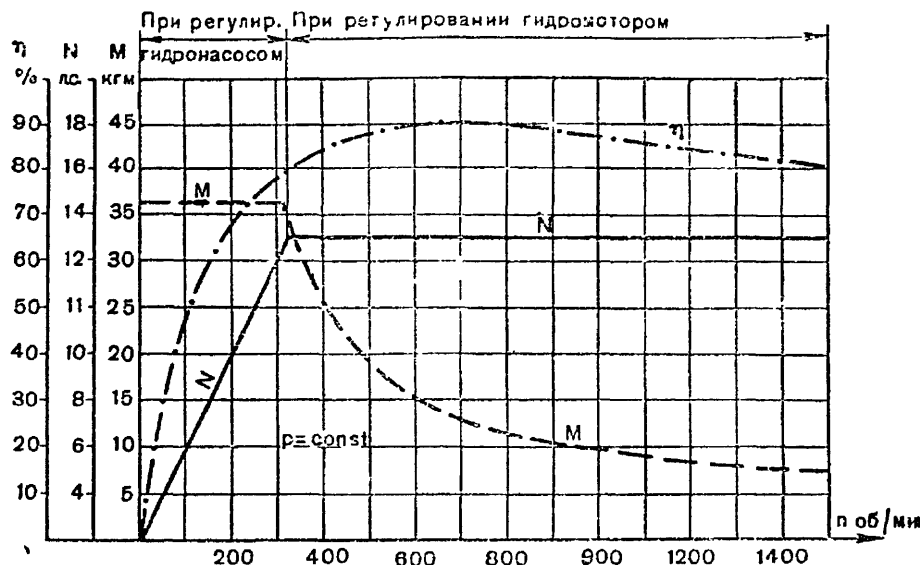
Дроссельное регулирование скорости вращения башни при нерегулируемых машинах в танках распространения не получило.

В гидроприводах с регулируемыми машинами изменение скорости вращения башни может быть достигнуто за счет изменения производительности насоса или гидромотора, либо изменением производительности того и другого одновременно.

Регулирование только изменением производительности насоса при постоянном давлении жидкости дает переменную мощность и постоянный крутящий момент на валу гидромотора (фиг. 68). Наоборот, регулирование гидромотором при постоянном давлении в системе гидропривода дает постоянную мощность и переменный крутящий момент на валу гидромотора (см. фиг. 68).

В некоторых случаях применяют комбинированное агрегатное регулирование, когда изменение скорости вращения обслуживаемого агрегата достигается изменением производительности насоса и мотора. На фиг. 68 представлена диаграмма, показывающая изменение крутящего момента M и мощности на валу гидромотора N в зависимости от числа оборотов вала гидромотора n , при двух различных способах регулирования: сначала изменением производительности насоса, затем изменением производительности гидромотора.

При этом необходимо иметь в виду, что с уменьшением эксцентриситета гидромотора (например, в гидроприводе ротационно-ло-



Фиг. 68. Изменение мощности и крутящего момента на валу гидромотора при регулировании вначале гидронасосом, а затем гидромотором

пастного типа) число оборотов гидромотора увеличивается и, наоборот, с уменьшением эксцентриситета гидронасоса при постоянном эксцентриситете гидромотора число оборотов вала гидромотора понижается. Увеличение числа оборотов вала гидромотора путем изменения его эксцентриситета практически возможно до $e_{\min} = 0,2e$, так как при дальнейшем уменьшении эксцентриситета к.п.д. привода и передаваемый момент сильно снижаются.

ГЛАВА 6

СРЕДСТВА НАБЛЮДЕНИЯ

Одним из важнейших требований, предъявляемых к танку как к боевой машине, является обеспечение удобного и достаточно хорошего наблюдения за окружающим пространством. Боеспособность в значительной мере зависит от хорошего обеспечения видимости членам экипажа танка.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ СОВРЕМЕННЫХ СРЕДСТВ НАБЛЮДЕНИЯ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

В современных танках находят применение следующие средства наблюдения

- 1) средства непосредственного наблюдения — смотровые люки и щели;
- 2) перископы — зеркальные, призмённые и с бинокулярным наблюдением;
- 3) электронные приборы наблюдения — для наблюдения в ночных условиях.

Кроме того, в зависимости от назначения все средства наблюдения, применяемые в танках, можно разделить на следующие группы:

- 1) средства наблюдения для механиков-водителей;
- 2) средства наблюдения для командиров танков;
- 3) средства наблюдения для артиллеристов-наводчиков и заряжающих.

Общие (основные) требования, предъявляемые к средствам наблюдения танка:

1. Удобное круговое наблюдение с минимальным непросматриваемым пространством при любых условиях движения. Обеспечивается количеством и качеством приборов наблюдения.

2. Возможность вести наблюдение в любых условиях движения, даже при движении по сильно пересеченной местности, вызывающей значительную качку и сотрясения. Достигается применением на-
лобников.

3. Возможность вести наблюдение при плохом освещении, в неблагоприятных условиях (предрастетная мгла, сумерки, туман, дождь, снегопад, дымовая маскировка) и даже ночью.

Для выполнения этого требования приборы наблюдения иногда снабжаются стеклоочистителями и специальными обогревателями, предохраняющими оптическую часть от запотевания. Используются также электронные смотровые приборы.

4. Высокие оптические качества прибора и неизменность их от времени и постороннего воздействия при условии малой видимости прибора со стороны противника.

5. Надежная защита наблюдателя от поражений. Обеспечивается: защитными стеклами, смещением оси наблюдения в перископах и применением броневых задвижек при замене прибора наблюдения.

6. Легкость и быстрота замены прибора при повреждении. В случае повреждения огнем противника наблюдатель должен иметь возможность быстро и легко заменить прибор, не пользуясь инструментом и не подвергаясь при этом опасности поражения. Это требование обеспечивается конструкцией прибора и местом его крепления.

Средства наблюдения механика-водителя должны отвечать следующим дополнительным требованиям:

- непросматриваемое пространство — не более 0,5 длины танка;
- вертикальный угол обзора — не менее 20° для приборов с неподвижным креплением;
- горизонтальный угол обзора — не менее 120° (механик-водитель, не изменяя положения тела, ограничиваясь только поворотом головы, должен видеть обе гусеницы);
- увеличение должно быть близким к 1, но не менее 1^x.

Для механика-водителя необходимо наличие двух-трех неподвижных перископов.

Средства наблюдения командира танка должны обеспечивать:

- возможность кругового обзора с минимальным непросматриваемым пространством;
- углы обзора в вертикальной плоскости не менее $+50^\circ$ и -20° от горизонта¹;
- одно увеличение, равное 1^x и второе не менее 5 (желательно 10^x).

Эти требования выполняются применением командирской башенки с призматическими перископами или щелями и с комбинированным перископом.

§ 2. СРЕДСТВА НЕПОСРЕДСТВЕННОГО НАБЛЮДЕНИЯ

Средства непосредственного наблюдения являются наиболее старыми и простейшими устройствами для наблюдения из танка.

Смотровые люки предназначены для наблюдения вне поля боя. Схема их устройства достаточно проста.

¹ Это особенно нужно при ведении боя в населенных пунктах, так как при таких углах обзора обеспечивается возможность обнаружения огневых точек, расположенных в верхних этажах зданий.

Смотровые щели современных танков защищены, как правило, защитными стеклами. На фиг. 69 показана смотровая щель незначительной высоты. В связи с малой высотой смотровой щели толщина триплекса 1 сравнительно незначительна (15—30 мм), так как он рассчитан на предохранение наблюдателя только от брызг свинца и мелких осколков.

Смотровой прибор с защитным стеклом значительной толщины показан на фиг. 70. Защитное стекло закрепляется при помощи зажимной рамки 1, удерживаемой в рабочем положении штыревым запором 2. Обойма с защитным стеклом уплотнена резиновыми прокладками 3. Для предохранения наблюдателя от ушибов зажимная рамка снабжена набоиником 4. В случае необходимости в боевой обстановке заменить обойму с защитным стеклом или предохранить защитное стекло от поражения ружейно-пулеметным огнем смотровую щель можно закрыть броневой заслонкой 5 с узкой смотровой щелью.

Основным достоинством смотровых щелей является простота устройства и возможность непосредственного наблюдения. При высоте смотровой щели u в пределах 7,0—20 мм толщина защитного стекла должна быть 80—120 мм. Высота смотровых щелей с защитными стеклами, предохраняющими только от свинцовых брызг, выбирается в пределах 2,5—4 мм, т. е. меньше калибра пуль стрелкового оружия.

Недостатки смотровых щелей: малый сектор обзора из-за малой высоты щели и большой толщины защитного стекла; большая потеря светосилы в защитном стекле.

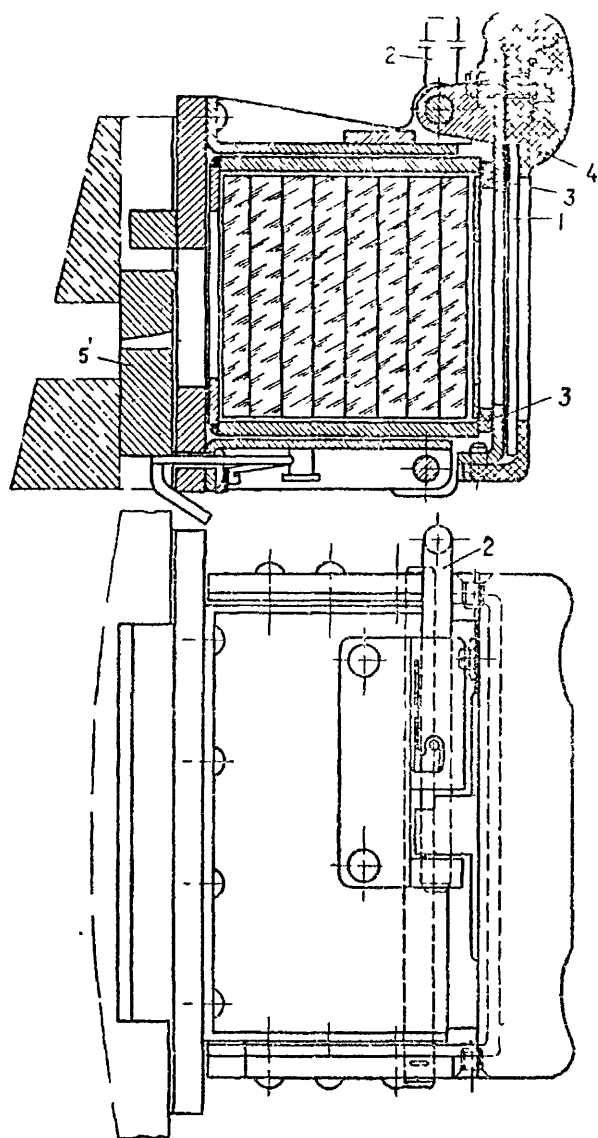
Ширина смотровой щели для механика-водителя должна обеспечивать полную видимость носовой части танка, в том числе и передних частей гусениц. При этом необходимо иметь в виду, что поле зрения человеческого глаза в горизонтальной плоскости составляет около 150°.

К основным параметрам, характеризующим обзорность смотровой щели, относятся вертикальные и горизонтальные углы обзора и углы поля зрения.

Вертикальным углом обзора β называется угол (фиг. 71, а, б, в), ограничивающий часть пространства, видимого наблюдателем при перемещении его глаз по вертикали от одной крайней точки B_1 до другой крайней точки B_2 . Для незащищенной смотровой щели (см. фиг. 71, а) и для щели (см. фиг. 71, б), защищенной стеклом, поставленным перед щелью вертикально, угол обзора одинаков и определяется по формуле

$$\beta = 2 \arctg \frac{u}{h}.$$

Изменение положения глаз наблюдателя (расстояние B_1B_2) для получения равного угла обзора при установке защитного стекла перед щелью требуется осуществлять на меньшее расстояние по сравнению с незащищенной щелью



Фиг. 70. Прибор наблюдения для щели значительной высоты (большей калибра пуль стрелкового оружия)

Рабочий размер стекла C определяется с помощью закона преломления: отношение синусов угла падения и преломления, обратно пропорционально коэффициентам преломления сред. В связи с этим и с учетом геометрических размеров щели и защитного стекла получим

$$C = u + 2a \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{n}{n' \sqrt{u^2 + h^2}} \right),$$

где n — коэффициент преломления защитной прозрачной массы (для стекла $n \approx 1,5$).

При большой толщине брони возможна установка защитного стекла непосредственно в смотровой щели. В этом случае (см. фиг. 71, в) вертикальный угол обзора увеличивается за счет преломления лучей

$$\beta' = 2 \arcsin \frac{nu}{\sqrt{u^2 + h^2}}.$$

При установке защитного стекла в смотровой щели угол обзора увеличивается примерно на 30% по сравнению с таковым при расположении защитного стекла перед смотровой щелью, но одновременно с этим увеличивается и расстояние $B_1 B_2$, перемещения глаза, вследствие чего снижается удобство наблюдения из танка.

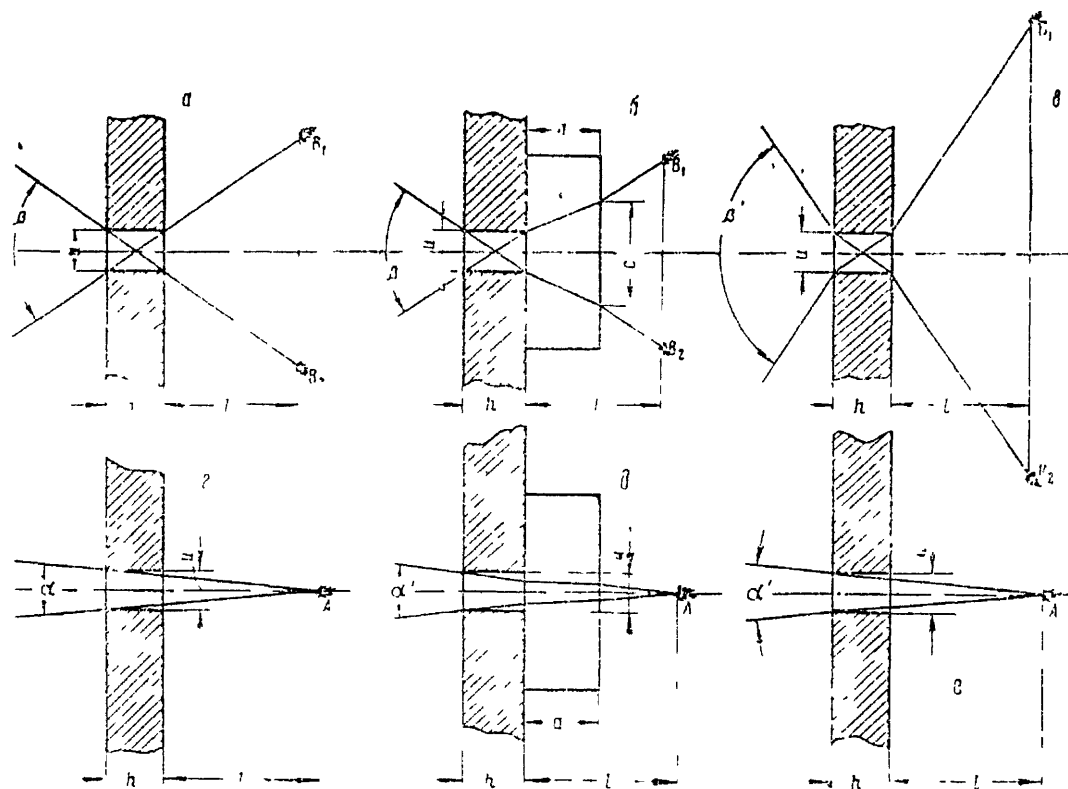
Как видно из приведенных формул, угол обзора β не зависит от расстояния l от глаза наблюдателя до брони. Горизонтальный угол обзора определяется аналогично, но вместо высоты щели u в формулы следует подставлять ширину щели

Вертикальным углом поля зрения называется угол, ограничивающий часть пространства, видимую наблюдателем сквозь прибор (щель) из какой-либо одной определенной точки A (фиг. 71, г, д, е). С изменением выбранной точки, из которой осуществляется наблюдение, изменяется и угол поля зрения. При определении угла поля зрения условно принимается, что наблюдатель смотрит одним глазом, положение которого обычно фиксируется налобником.

Величина угла поля зрения для незащищенной щели (см. фиг. 71, г) будет

$$\sigma = 2 \arcsin \frac{u}{2(h + l)},$$

т. е. величина угла поля зрения определяется высотой щели u и удалением $(h + l)$ сетчатки глаза наблюдателя от наружной кромки щели. Установка защитного стекла перед щелью (см. фиг. 71, д) и



Фиг. 71. Углы обзора и поля зрения смотровой щели

в щели (см. фиг. 71, *e*) приводит к незначительному увеличению угла поля зрения вследствие преломления лучей в стекле.*

Расположение сетчатки глаза наблюдателя относительно наружной кромки смотровой щели зависит: от толщины броневых листов h , в котором сделана смотровая щель; от толщины защитного стекла a , если оно расположено перед смотровой щелью; от толщины наобиника ($l-a$).

Излишняя толщина защитного стекла нежелательна также и потому, что она приводит к увеличению потери света в самом защитном стекле. Известно, что часть световой энергии при переходе светового луча из воздуха в стекло и обратно теряется на отражение (примерно 4—5% на каждую поверхность раздела). Кроме того, непосредственно в стекле поглощается 1—3% света на каждый сантиметр пути. Для многослойных стекол необходимо еще учитывать потери света в промежуточных слоях.

§ 3 ПЕРИСКОПИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ НАБЛЮДЕНИЯ

Перископом называется всякая оптическая система, смещающая визирную ось (ось наблюдения) — обычно вверх. Т. е. перископом называется прибор, у которого входное отверстие смещено по высоте относительно выходного отверстия, что позволяет наблюдателю укрыть голову. Величина смещения визирной оси (расстояние между осью входного отверстия и осью окуляра) называется перископичностью.

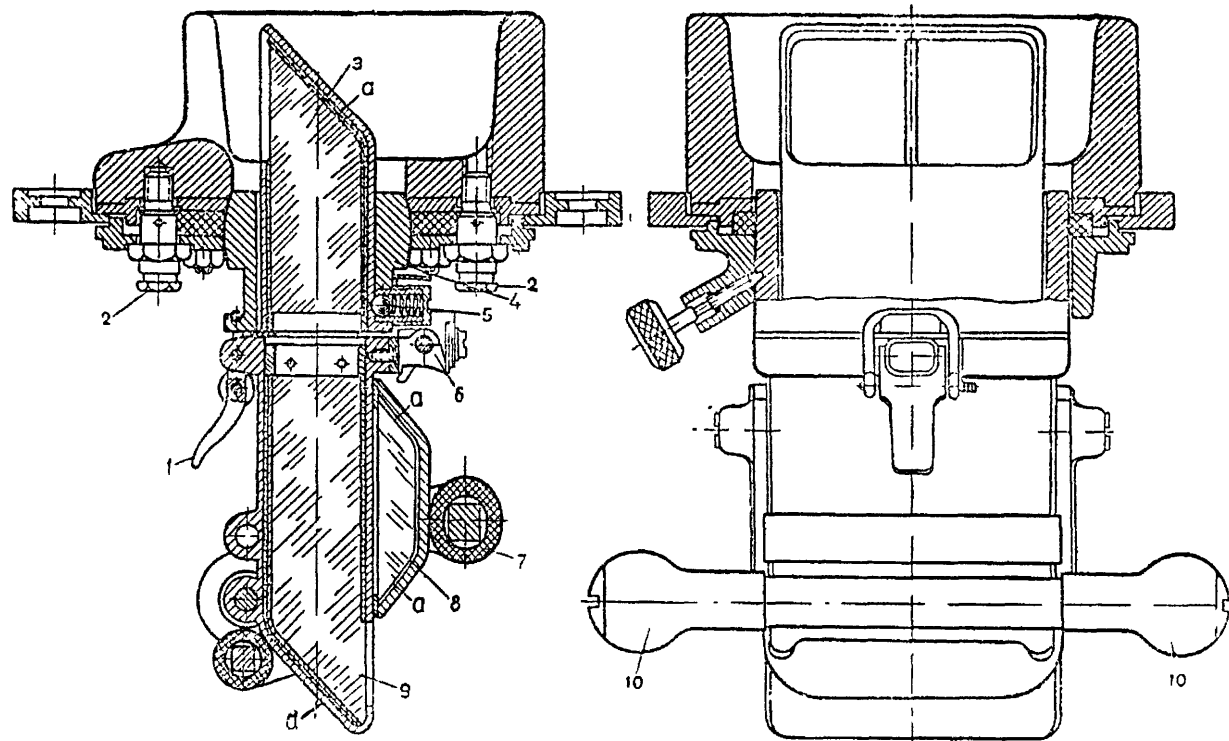
Перископы бывают зеркальные, призмённые и комбинированные.

На фиг. 72 изображен призмённый перископический прибор, широко применявшийся на средних танках периода второй мировой войны. Корпус прибора крепился в шаровой качающейся обойме 4, позволявшей поворачивать прибор относительно горизонтальной оси и просматривать объекты, расположенные вверху (последнее качество весьма ценно при действии танков в населенных пунктах). Качающаяся обойма позволяла также вращать весь смотровой прибор вокруг вертикальной оси на 360°. Для облегчения вращения опора 4 смазывалась через две масленки 2. Прибор состоял из трех призм: верхней 3, нижней 9 и боковой 8. В этих призмах наклонные к вертикальной оси поверхности a омеднены, затем посеребрены и

* Убедиться в этом можно путем графического построения или проанализировав формулы (см. фиг. 71, *d*, *e*)

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha''}{2} = \frac{\frac{u}{2} - a \operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{1}{n} \sin \frac{\alpha'}{2} \right) \right]}{h + l - a},$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha'}{2} = \frac{\frac{u}{2} - h \operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{1}{n} \sin \frac{\alpha''}{2} \right) \right]}{l}.$$

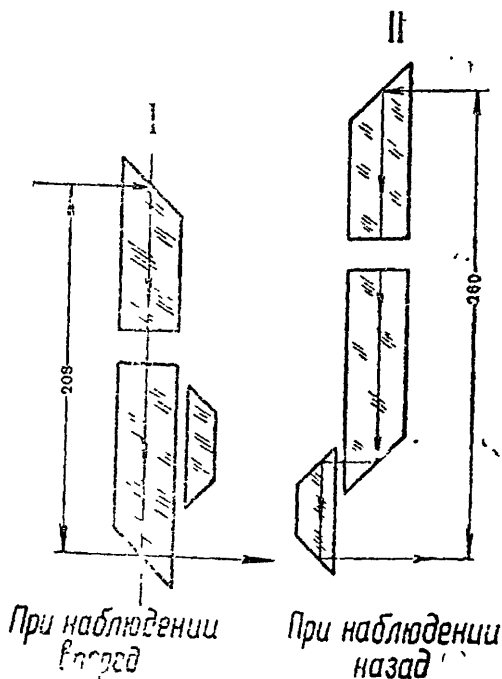


Фиг. 72. Конструкция призмного перископического прибора с обратной призмой

покрыты (защищены) лаком, вследствие чего они отражают лучи как обычное зеркало. Другие поверхности призм шлифованные (матовые). Это делается с целью устранения возможности образования всяких ненужных отражений, которые могли бы дать в некоторых местах обратные изображения. Верхняя призма предохранена от прямых попаданий пуль и осколков с тыльной и боковой сторон прибора броневым воротником. В случае повреждения верхней призмы легко и быстро можно заменить: нижняя часть прибора, укрепленная шарнирно на оси 6 и удерживаемая защелкой 1, откидывается в сторону, после чего верхняя призма прибора вытаскивается вниз. Самопроизвольное выпадение верхней призмы при откидывании в сторону нижней части прибора предотвращается фиксатором 5.

Корпус верхней призмы смотровых приборов таких типов изготавливается по-разному: путем отливки из алюминия или из пластмассы, или в виде стальной тонкостенной сварной коробки. Изготовление корпуса верхней призмы из пластмассы исключает возможность его заклинивания при поражении. Ручки 10 предназначались для изменения положения прибора (наклонить или повернуть). Резиновый налобник 7 предохранял наблюдателя от ушибов о смотровой прибор.

Преимущество рассмотренной конструкции перед другими заключалось в том, что в ней имела боковая призма заднего вида 8, при помощи которой наблюдатель мог вести наблюдение назад, не поворачивая головы. Для этого необходимо (фиг. 73) повернуть прибор на 180° вокруг вертикальной оси и сдвинуть вниз боковую призму. Однако наблюдение назад менее совершенно из-за нечеткого четырехкратного числа отражений изображения, поэтому из-за сотрясения прибора при движении танка наблюдателю трудно сосредоточить свое внимание на определенном объекте.



Фиг. 73 Расположение призм и направление видимых лучей в перископе с обратной призмой при наблюдении вперед и назад

На фиг. 74 показан оригинальный призмный смотровой прибор, применявшийся в башне. Характерной его особенностью является форма призмы, обусловленная соотношениями смещения получающегося изображения (поля зрения) вниз

Зеркальные перископические смотровые приборы, применявшиеся в начале прошедшей войны, были вытеснены призмными перископами. Это объясняется тем, что зеркальные перископы, простые и дешевые в изготовлении, имели существенные недостатки. Они затрудняли наблюдение вследствие дрожания зеркал при движении машины; кроме того, поле зрения в них меньше, чем в призмных, при одинаковых конструктивных размерах.

Влияние размеров перископического прибора на наблюдение на угол обзора

Установим для зеркального и призмного перископов с двукратным отражением зависимость вертикального угла обзора от величины перископичности.

Угол обзора зеркального перископа (фиг. 75) равен

$$\beta = \beta_1 + \beta_2.$$

Нетрудно доказать, что

$$\beta_1 = 90^\circ + \gamma_1 - 2\alpha;$$

$$\beta_2 = 2\sigma + \gamma_2 - 90^\circ.$$

В свою очередь,

$$\gamma_1 = \arctg \frac{d}{h_p - d \operatorname{tg} \alpha},$$

$$\gamma_2 = \arctg \frac{d}{h_p + d \operatorname{tg} \sigma},$$

где h_p — перископичность прибора;

α — угол наклона зеркала к оси прибора; обычно угол α принимается равным 45° .

Тогда

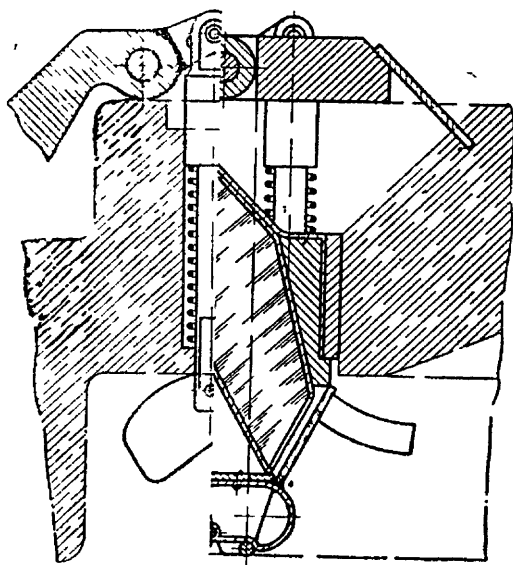
$$\beta = \arctg \frac{d}{h_p - d \operatorname{tg} \alpha} + \arctg \frac{d}{h_p + d \operatorname{tg} \alpha}.$$

Из формулы и в особенности из графика (фиг. 76), построенного по этой формуле для зеркального перископа, видно, что поле обзора значительно уменьшается с увеличением перископичности. Следовательно, при проектировании перископического прибора наблюдения и выборе места для его размещения на танке нужно стремиться к уменьшению величины перископичности.

Из этого же графика видно, что с увеличением перископичности требуемая высота окна и, следовательно, выступающая вверх часть прибора уменьшаются.

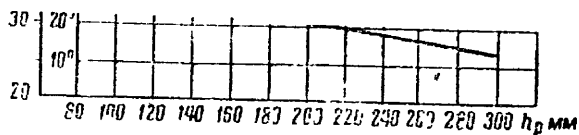
Угол обзора призмного перископа определяется так же, как и для зеркального, только дополнительно должно учитываться влияние разных показателей преломления стекла и воздуха.

Верхний луч обзора

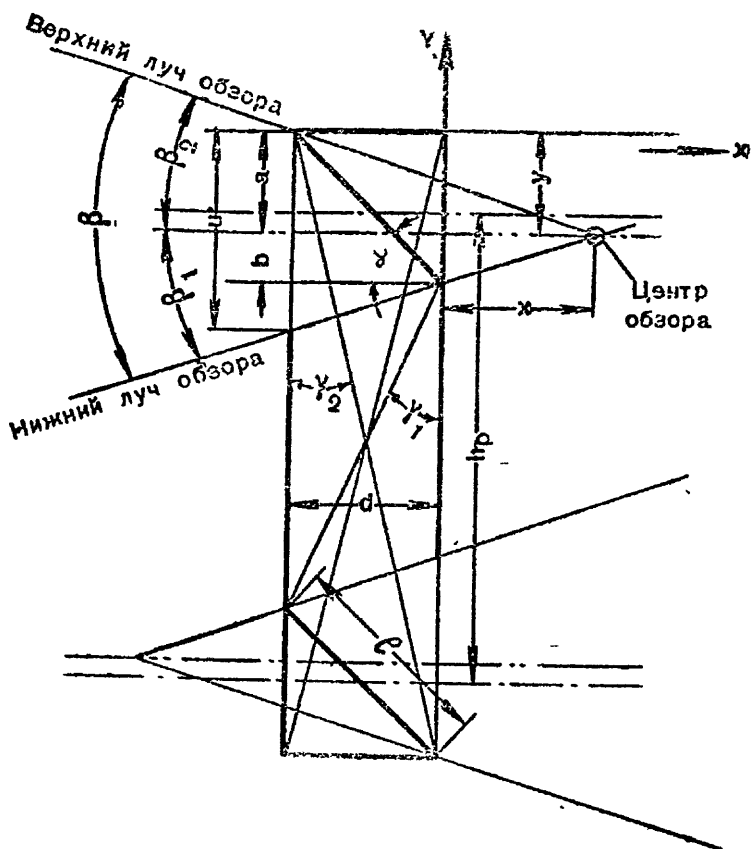


Академическая библиотека
Военной академии Г. И. К. К.
Институт ВТБ

Л. И. О. И. И.



мост ула обзора
и высоты окна
зеркального пери-
скопа от периско-
пичности



Фиг. 75 Схема перископа с двухкратным отражением

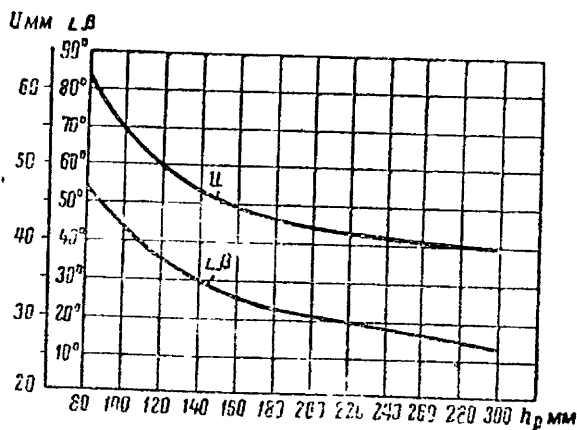
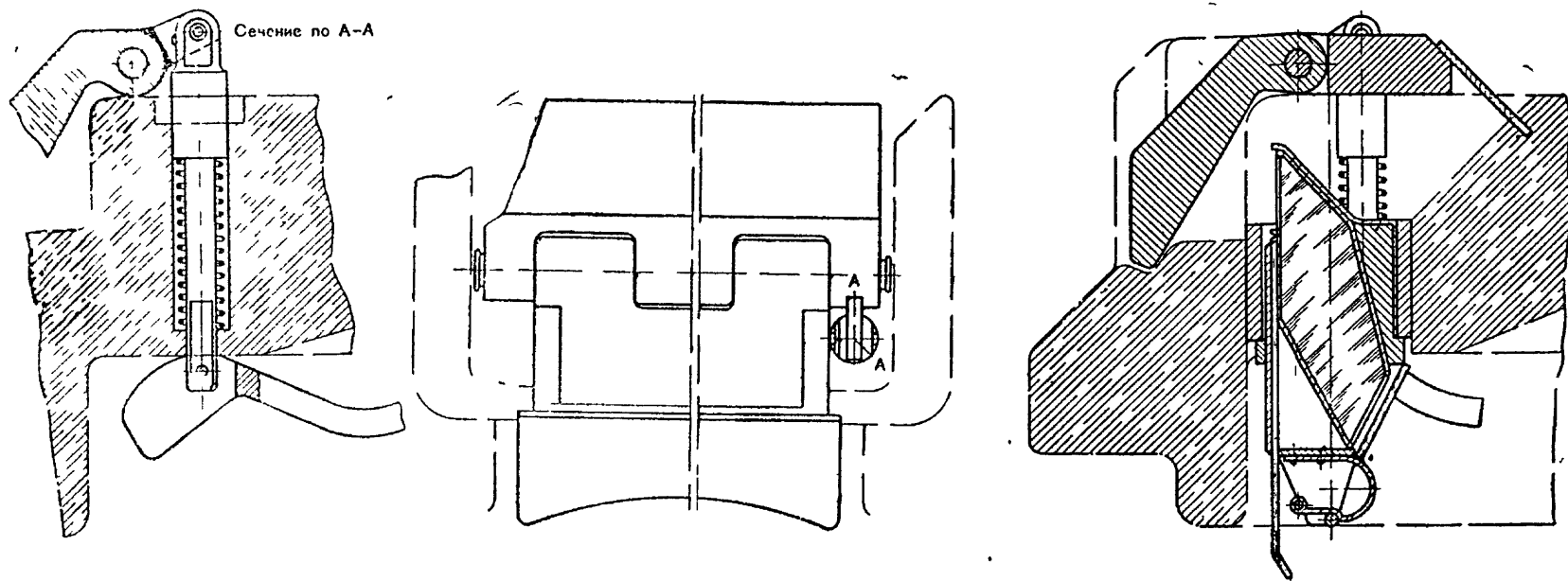


Рис. 76. Зависимость угла обзора и высоты окна зеркального перископа от перископичности



Фиг. 74. Призмный смотровой прибор, обеспечивающий смещение изображения вниз

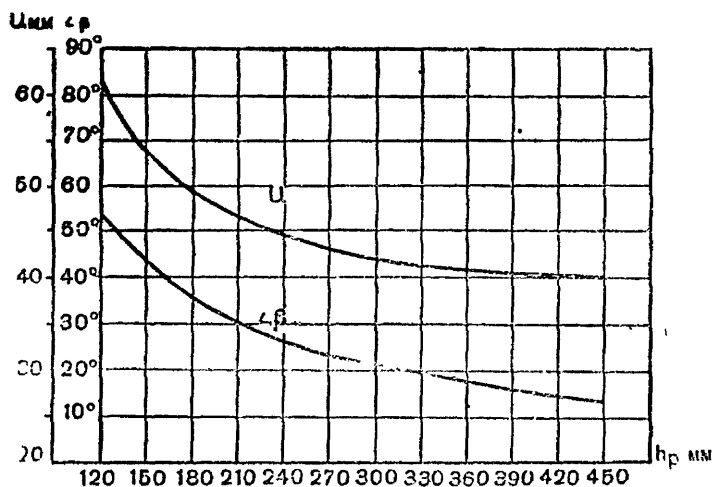
Академическая библиотека
 Военной ордена Л. н. ч. а
 Аккаунт БТБ
 54-й фонд

Угол обзора призмного перископа определяется по формуле

$$\beta = \arctg \frac{d}{\frac{1}{n} h_p - d \operatorname{tg} \alpha} + \arctg \frac{d}{\frac{1}{n} h_p + d \operatorname{tg} \alpha},$$

где n — показатель преломления стекла, из которого сделана призма.

Для сравнительной оценки призмного перископа с зеркальным на фиг. 77 построена диаграмма, характеризующая зависимость угла обзора β и требуемой высоты окна u от перископичности h призмного перископа при одинаковых прочих конструктивных размерах с зеркальным перископом, для которого построена аналогичная диаграмма на фиг. 76. Показатель преломления стекла принят равным 1,5.



Фиг. 77. Зависимость угла обзора и высоты окна призмного перископа от перископичности

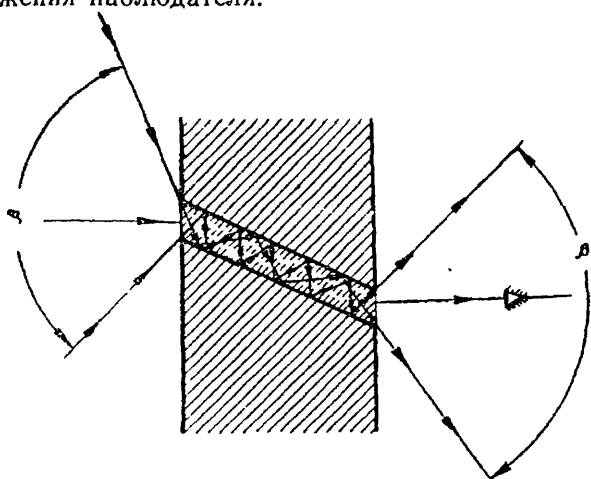
Из сравнения этих двух диаграмм хорошо видно преимущество призмного перископа. Преломление света увеличивает угол поля обзора призмного перископа на 30—40% по сравнению с таковым у зеркального перископа.

Призмы многократного отражения (фиг. 78) значительно (в 2—2,5 раза) увеличивают угол обзора, но они имеют существенные недостатки:

— экран обзора в горизонтальном направлении пересекается тонкими линиями в виде прозрачных нитей (из-за разложения света на цвета спектра), несколько утомляющими наблюдателя;

— при изменении направления света или оси наблюдения возле наблюдаемого объекта возникают обратные теневые отражения;

— свойственная им малая перископичность увеличивает опасность поражения наблюдателя.



Фиг. 78. Призма многократного отражения

На фиг. 79 показана командирская башенка легкого танка, оборудованная призмными приборами наблюдения с многократным отражением.

Комбинированные перископы представляют собой сложную оптическую систему, состоящую чаще всего из двух самостоятельных частей: одна — для наблюдения с увеличением, равным единице, другая — с увеличением, большим единицы. Перископические приборы с более сложной оптической системой применяются в качестве прицелов.

§ 4. ЭЛЕКТРОННЫЕ ПРИБОРЫ НАБЛЮДЕНИЯ

Действие применявшихся в период второй мировой войны электронных приборов ночного видения основано на использовании инфракрасных лучей, не воспринимаемых человеческим глазом. Применялось два способа наблюдения в темноте:

1) Наблюдаемый объект сам излучает инфракрасные лучи, которые, попадая в электронный прибор наблюдения, собираются (фокусируются) в фокальной плоскости объектива и дают не видимое для человеческих глаз изображение этого объекта. Затем посредством электронно-оптического преобразователя не видимое глазом инфракрасное изображение превращается в видимое.

2) Наблюдаемый объект облучается источником инфракрасных лучей. Объектив электронного прибора наблюдения улавливает отраженные от наблюдаемого объекта инфракрасные лучи так же, как и в первом случае, собирает их в фокальной плоскости и дает невидимое изображение предмета, которое затем электронно-оптическим преобразователем превращается в видимое.

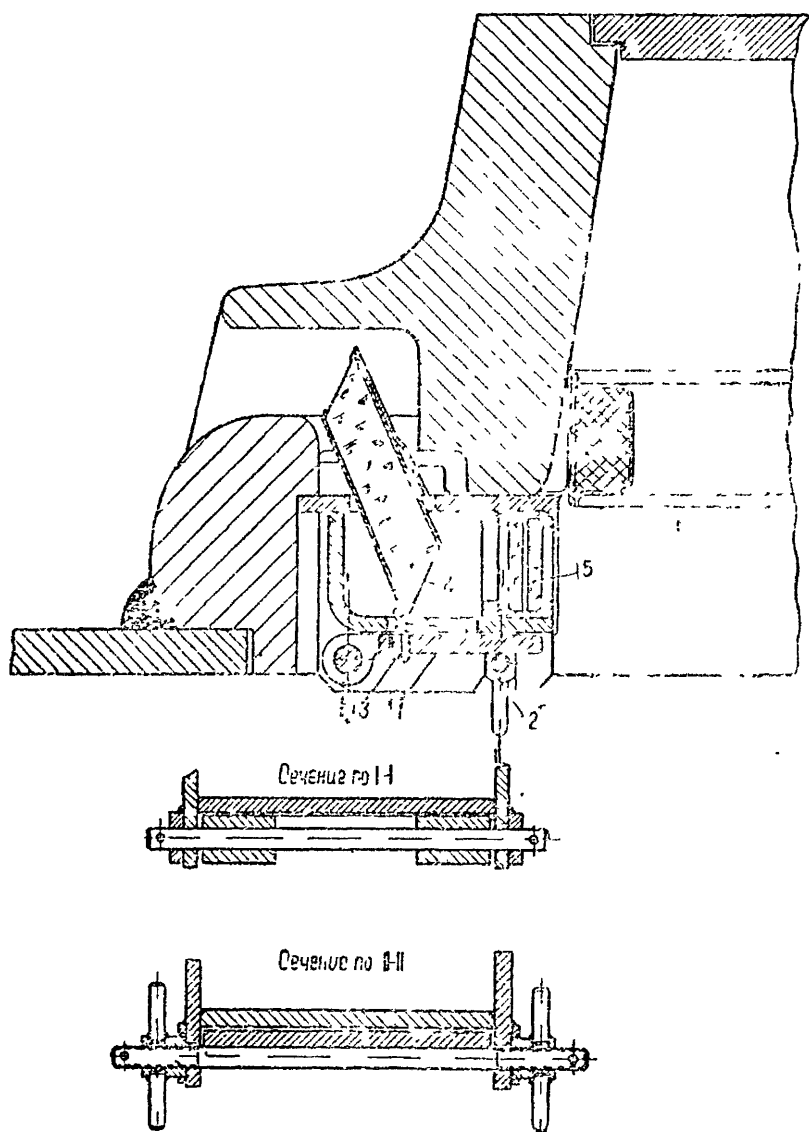
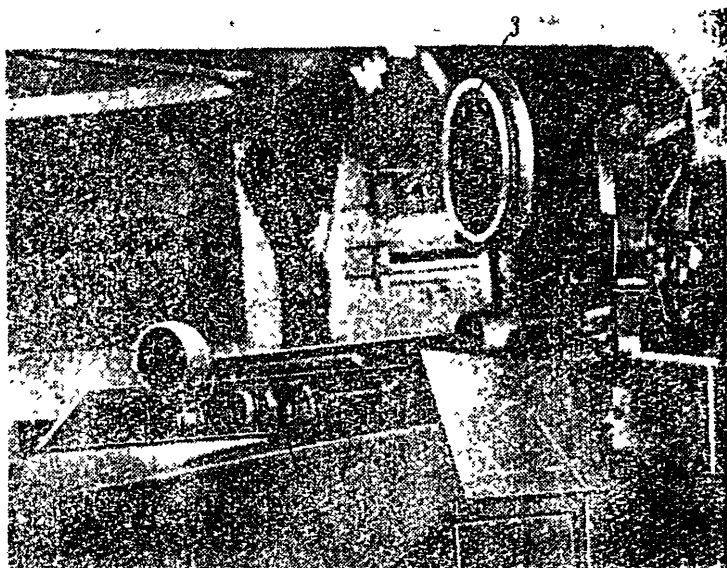


Рис. 79. Конструкция прибора наблюдения командирской башенки с призмой многократного отражения

Для обеспечения возможности вождения машин (танков, бронетранспортеров и автомобилей) в условиях плохой видимости применяются приборы, работающие по второму способу. В этом случае в комплект приборов ночного вождения машины (фиг. 80) входят одна или две фары 1, облучающие инфракрасными лучами дорожку



Фиг. 80. Приборы ночного видения, смонтированные на бронетранспортере

вперед машины, электронный прибор наблюдения 2 и источник электрической энергии. Наряду с этим на машине может быть установлен также прожектор 3, излучающий более мощный поток инфракрасных лучей и обеспечивающий обнаружение объектов, находящихся на большем расстоянии от машины.

При облучении объектов мощным источником инфракрасных лучей возможно обнаружение объектов, находящихся на значительном расстоянии (к концу второй мировой войны до 1 км). Появившиеся в период второй мировой войны в немецкой и американской армиях электронные приборы, дающие возможность вести наблюдения из танка в ночных условиях, бесспорно себя оправдали. Несмотря на то, что подобные приборы наблюдения могут быть обнаружены противником, располагающим подобными средствами наблюдения, они бесспорно найдут применение в современной боевой обстановке.

ЧАСТЬ II

ТРАНСМИССИЯ ТАНКОВ

Классификация трансмиссий

Трансмиссией танка называется совокупность агрегатов, предназначенных для изменения, распределения и передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам танка.

Основное назначение трансмиссии сводится к изменению в широких пределах тяговых усилий и скоростей движения танка и к обеспечению его поворотливости.

По способу передачи и трансформирования энергии трансмиссии танков делятся на механические, гидромеханические и электромеханические.

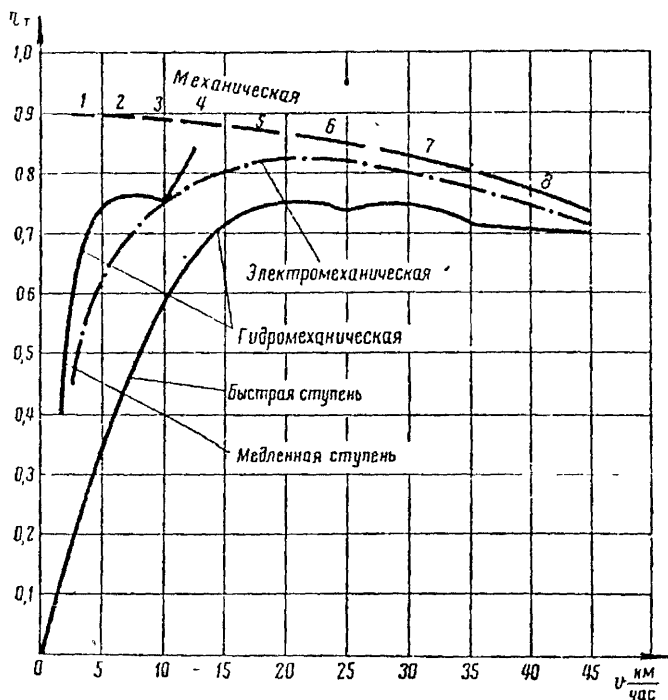
Наиболее распространенными на современных танках являются механические трансмиссии. К преимуществам таких трансмиссий следует отнести: высокий коэффициент полезного действия (фиг. 81), малые габариты, надежность в работе, относительно простоту в производстве и эксплуатации.

Наряду с этими преимуществами механические трансмиссии имеют и существенные недостатки. Ступенчатое изменение тяговых усилий на гусеницах и значительная затрата времени на переключение передач приводят к недоиспользованию мощности двигателя и снижению средней скорости движения танка. Ограниченное число так называемых расчетных радиусов поворота сопряжено с увеличением тормозных потерь мощности двигателя при повороте на остальных радиусах, что в конечном счете приводит к снижению средней скорости движения танка. При применении механической трансмиссии создаются неблагоприятные условия работы точкового двигателя, нагрузка на который постоянно меняется.

Управление танком с обычной механической трансмиссией, выполненной по простейшей схеме, требует от механика-водителя постоянного внимания, высокой натренированности в переключении передач и приложения больших физических усилий при повороте машины. С увеличением веса машины при отсутствии специальных сервомеханизмов управление танком утяжеляется.

Развитие и усовершенствование механических трансмиссий направлено на искоренение или уменьшение этих недостатков. Плани-

тарные коробки передач значительно сокращают время, потребное на переключение ступеней, и упрощают управление танком, обеспечивая повышение средней скорости движения машины. Более совершенные механизмы поворота увеличивают число расчетных радиусов и сокращают непроизводительные затраты мощности двигателя на трение в тормозах и фрикционах. Управление танком облегчается путем применения синхронизаторов в простых (кепланетарных) коробках передач, и использованием различных механических и гидравлических сервоприводов управления.



Фиг. 81. Сравнительная характеристика к.п.д. основных типов трансмиссий

Гидромеханические трансмиссии, кроме шестеренчатых и фрикционных агрегатов, имеют гидродинамический трансформатор или комплексную гидропередачу, частично выполняющие роль коробки передач танка. Главное преимущество такой трансмиссии заключается в автоматическом изменении скорости движения и развиваемых на гусеницах тяговых усилий в соответствии с сопротивлением движению танка. Кроме того, улучшаются условия работы двигателя, повышается степень использования его мощности, значительно облегчается управление машиной, что благоприятно сказывается на повышении средней скорости движения танка. Сам гидротрансфор-

мотор характерен высокой износоустойчивостью и компактностью.

Существенным недостатком гидромеханических трансмиссий является низкий коэффициент полезного действия (см. фиг. 81), резко сокращающий запас хода танка. В трансформаторе вследствие гидравлических потерь выделяется большое количество тепла, для отвода которого приходится применять специальную систему охлаждения.

Малый диапазон работы гидротрансформатора при удовлетворительном к.п.д. и сложность его реверсирования вынуждают применять дополнительный редуктор на три-четыре передачи, включая передачу заднего хода.

Применение специальной системы охлаждения и дополнительного механического редуктора усложняет гидромеханическую трансмиссию и увеличивает занимаемый ею внутренний объем танка.

Несмотря на перечисленные недостатки, гидромеханические трансмиссии находят широкое применение на всех американских танках.

Электромеханические трансмиссии обладают всеми преимуществами гидромеханических трансмиссий и дополнительно позволяют улучшить поворотливость танка. Их широкому применению в танках пока препятствуют большие габариты и веса электрических машин (табл. 8), а также дефицитность электропроводных материалов.

Таблица 8

Типы трансмиссий	V/N_e дм ³ /л.с.	V/G дм ³ /т	Q/N_e кг.л.с.	Q/G кг.т
Электромеханические	1,8	27	8,2	123
Механические	0,8—1,3	15—20	4,2	63
Гидромеханические	0,6—0,8	14—16	2,2—2,8	40—50

Примечание. V — объем трансмиссии, Q — вес трансмиссии, N_e — мощность двигателя танка, G — вес танка.

Основные части механических трансмиссий и общие требования к ним.

Механическая трансмиссия с простой (непланетарной) коробкой передач состоит обычно из четырех агрегатов: главного фрикциона, коробки передач, механизма поворота и бортовых передач. При поперечном расположении двигателя для передачи вращения от него к коробке передач применяется дополнительный редуктор — гитара.

При применении планетарной коробки передач главный фрикцион не является обязательной частью механической трансмиссии.

Ко всем агрегатам трансмиссии предъявляются общие требования, которые и перечисляются, чтобы в последующих главах можно было указывать лишь специфические для каждого агрегата требования.

1. Дешевизна изготовления. Достигается в первую очередь простотой конструкции агрегата, минимальным числом и простейшей формой входящих в него деталей. Для выполнения этого требования конструктор не должен необоснованно требовать применения дорогих высоколегированных сталей, цветных металлов и дефицитных материалов для изготовления ответственных деталей; не должен проявлять излишней требовательности к точности размеров, чистоте и твердости поверхностей. Большую экономию дает использование стандартных и нормализованных деталей, уже освоенных в производстве. Значительные возможности снижения стоимости продукции имеются и у технолога: использование высокопроизводительного оборудования, применение рациональных способов заготовки деталей с минимальными припусками на механическую обработку, механизация и автоматизация трудоемких производственных процессов и многое другое.

2. Надежность работы агрегата. Обеспечивается точным его расчетом, учитывающим весь накопленный опыт эксплуатации подобных агрегатов. Для надежной работы агрегат должен быть прочным, жестким и высокоизносоустойчивым. Надежность работы шестеренчатых узлов достигается хорошей смазкой подшипников и шестерен. Для надежной работы фрикционов и тормозов применяют высококачественные фрикционные материалы, защищают работающие всухую фрикционные элементы от попадания масла, а также используют фрикционные элементы, работающие в масле при граничном трении.

3. Удобство обслуживания. Достигается доступностью агрегата в танке для проверки состояния крепежных деталей, простотой регулировочных работ, удобством смазки и промывки. Желательно иметь минимальный объем регламентированных работ и максимальный период работы агрегата без всякого обслуживания.

4. Удобство ремонта. Обеспечивается легкостью монтажа и демонтажа агрегата, минимальным весом агрегата и простотой его конструкции. Минимальный объем работ по взаимной центровке агрегатов трансмиссии и двигателя также упрощает ремонт машины. Для организации ремонта большое значение имеет унификация деталей, узлов и агрегатов средних и тяжелых танков.

5. Минимальные вес и особенно габариты агрегата. Достигаются применением рациональных кинематических и принципиальных схем, уменьшением передаваемых моментов за счет повышения числа оборотов, внедрением планетарных шестеренчатых узлов, полным использованием прочностных свойств металлов и материалов.

ГЛАВНЫЕ, БОРТОВЫЕ И БЛОКИРОВОЧНЫЕ ФРИКЦИОНЫ

Главным фрикционом гусеничной машины называется выключающаяся фрикционная муфта, устанавливаемая между двигателем и коробкой передач.

Главный фрикцион является обязательным агрегатом в механической трансмиссии танка с простой (непланетарной) ступенчатой коробкой передач. При планетарных коробках передач установка главного фрикциона не обязательна, так как фрикционные элементы (тормоза и блокировочные фрикционы) имеются в самой коробке передач.

Главный фрикцион служит для отключения двигателя от коробки передач при заводе двигателя и переключении передач, для предохранения деталей трансмиссии и двигателя от поломок при резком уменьшении скорости движения танка (например, при ударе о препятствие) и для плавной передачи нагрузки на двигатель при трогании танка с места и после переключения передач.

Блокировочные фрикционы применяются в планетарных и гидромеханических коробках передач и в планетарных механизмах поворота. Их назначение определяется принципом работы механизма, в который они входят.

Бортовые фрикционы с остановочными тормозами представляют собой простейший механизм поворота танка, с успехом применяющийся в легких танках. Конструкция и расчет главных, бортовых и блокировочных фрикционов имеют много общего, поэтому подробно рассмотрим расчет главных фрикционов. В последующих главах будут даны лишь расчетные условия для бортовых и блокировочных фрикционов и отмечены особенности их расчета.

При создании средних и, в особенности, тяжелых танков приходится преодолевать значительные трудности при отработке конструкции главного фрикциона. С увеличением мощностей танковых двигателей становится все труднее обеспечить работоспособность главных фрикционов, в особенности работающих всухую.

В связи с этим заслуживают внимания гидрофрикционные сцепления. При больших передаваемых мощностях легче обеспечить работоспособность фрикциона при работе его в масле.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ФРИКЦИОНОВ

В современных танках применяются исключительно дисковые фрикционы¹, которые разделяются: 1) по числу ведомых дисков трения; 2) по условиям работы дисков; 3) по способу сжатия дисков трения; 4) по степени уравновешенности осевых усилий пружин; 5) по характеру трущихся поверхностей.

По числу ведомых дисков трения фрикционы бывают: однодисковые, двухдисковые, трехдисковые и многодисковые.

Однодисковые главные фрикционы могут быть применены для малых и легких танков. В средних и тяжелых танках преимущественно применяются многодисковые фрикционы. В некоторых средних и тяжелых иностранных танках периода второй мировой войны применялись однодисковые главные фрикционы, но это нецелесообразно вследствие большого их диаметра.

Количество дисков трения определяется в основном передаваемым крутящим моментом, выбранным коэффициентом запаса, величиной удельного давления на дисках трения, усилием на педали, коэффициентом трения и средним радиусом дисков трения.

По условиям работы дисков фрикционы подразделяются на сухие и работающие в масляной ванне.

Коэффициент трения сухих дисков примерно в два-три раза выше коэффициента трения дисков, погруженных в масло; поэтому в танках имеют большое распространение фрикционы с сухими дисками. При применении гидросервопривода может оказаться более целесообразным размещение главного фрикциона в масляной ванне картера коробки передач. Это упрощает конструкцию фрикциона, повышает надежность его работы, обеспечивает хороший отвод тепла от дисков трения, допускает более высокие удельные давления, что уменьшает размеры фрикциона и число дисков трения и обеспечивает плавность включения.

Блокировочные фрикционы планетарных коробок передач чаще всего проще выполнять работающими в масле.

Препятствием для применения фрикционов, работающих в масляной ванне, является опасение, что в холодное время такие фрикционы не будут выключаться в начале работы трансмиссии. Обеспечить чистоту выключения такого фрикциона при загустении масла можно предварительным прогревом трансмиссии и применением специальных приспособлений для развода дисков трения при выключении фрикциона. Кроме того, не исключена возможность использования масел с низкими температурами загустевания.

По способу сжатия дисков трения фрикционы бывают: пружинные (большинство); полуцентробежные; с гидравлическим включением (сжатием); непостоянно-замкнутые.

¹ Конусные фрикционы находят применение в танках для некоторых типов синхронизаторов, для предохранительных устройств механизмов поворота башни и т. д.

Фрикцион с гидравлическим включением применяется на танке Т-III.

К танкам наиболее применимы фрикционы с пружинным включением. В полуцентробежных фрикционах сжатие дисков и передаваемый крутящий момент меняются в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя и при этом в нежелательном направлении. При гидравлическом включении надежность работы фрикциона зависит от гидросервопривода

По степени уравновешенности осевых усилий пружин фрикционы подразделяются на уравновешенные при включенном состоянии и уравновешенные при включенном и выключенном состояниях¹.

Наиболее совершенными являются фрикционы, уравновешенные как при включенном, так и при выключенном состоянии (фиг. 82, в), так как они никогда не создают осевой нагрузки на вал того агрегата (двигателя или коробки передач), на котором они крепятся.

Величина осевой неуравновешенной силы, создаваемой фрикционами, уравновешенными только во включенном состоянии, зависит от конструкции их механизмов выключения. При шариковом механизме выключения неуравновешенная сила равна силе упругости сжатых при этом пружин фрикциона (фиг. 82, а). При рычажном и рычажно-шариковом механизмах выключения (фиг. 82, б) неуравновешенная сила равна

$$N = P \frac{a}{b}.$$

Чем меньше отношение $\frac{a}{b}$, тем меньше величина неуравновешенной силы N , воспринимаемой валом, на котором крепится фрикцион. Конструктивно отношение $\frac{a}{b}$ может быть уменьшено тангенциаль-

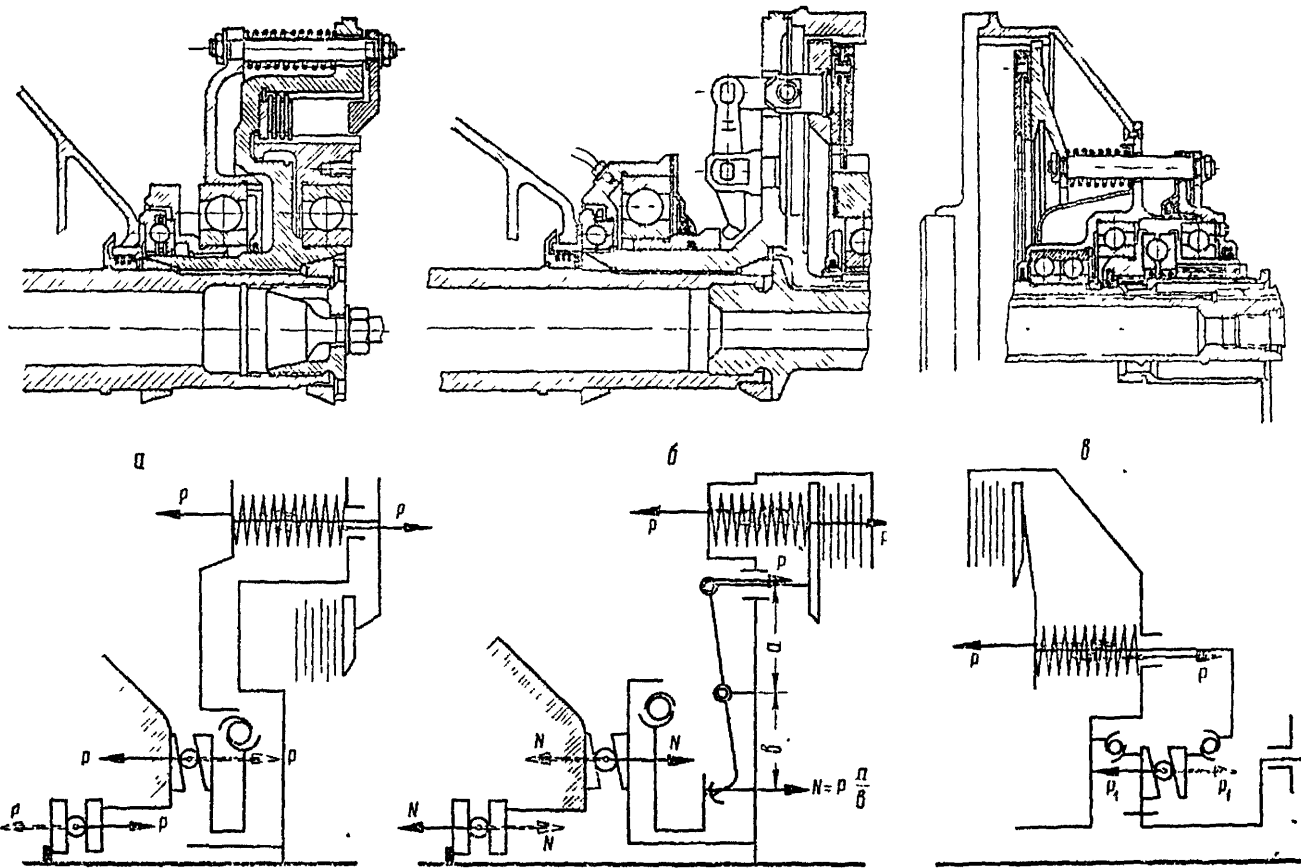
ным расположением рычагов выключения, так как это было выполнено в главном фрикционе танка Т-V (фиг. 83). В этом случае увеличивается общая длина каждого рычага $(a + b)$, что дает возможность сделать большим плечо с размером b . Иногда (например, в главном фрикционе танка ИС-3) из соображений увеличения хода нажимного диска отношение $\frac{a}{b}$ осуществляют большим едини-

цы. В этом случае, наоборот, неуравновешенная внутри фрикциона сила будет больше силы упругости его пружин.

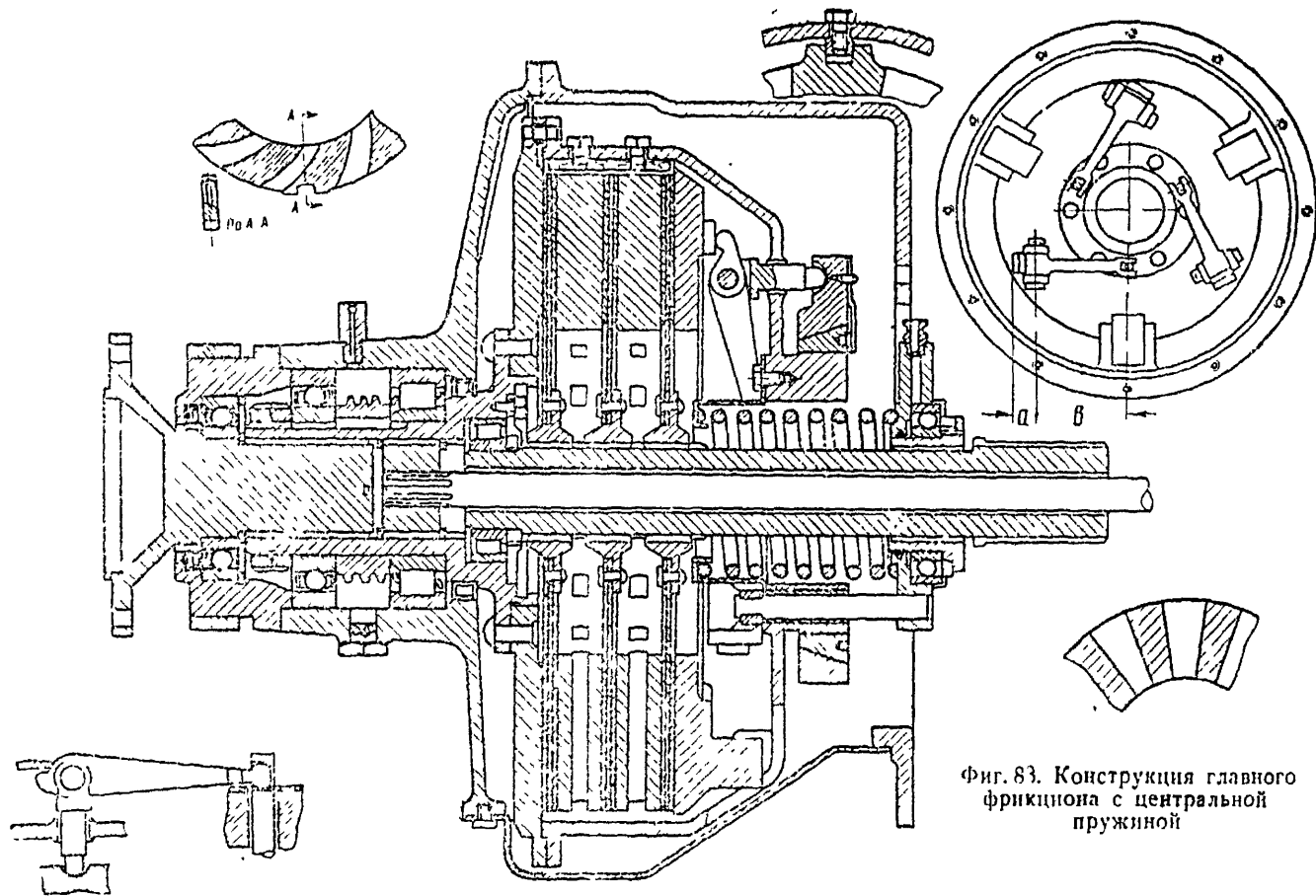
По характеру трущихся поверхностей фрикционы бывают двух видов:

- без фрикционной обшивки — с трением сталь по стали,
- с обшивкой из фрикционных материалов.

¹ Неуравновешенные главные фрикционы в танках не применяются



Фиг. 82. Зависимость неуравновешенной силы от конструкции главного фрикциона



Фиг. 83. Конструкция главного
фрикциона с центральной
пружиной

Фрикционные материалы для дисков трения.

Стремление повысить коэффициент трения трущихся пар привело к применению фрикционных обшивок на ведомых или ведущих дисках трения. Тяжелые условия работы фрикционов в танках обязывают применять в качестве обшивок фрикционные материалы, обладающие высоким и стабильным при температурах до 350°C коэффициентом трения. Кроме того, обшивка дисков трения должна обладать хорошей теплопроводностью, достаточной механической прочностью, высокой изнosoустойчивостью и не вызывать задиrow сопряженной поверхности.

Для обшивок дисков танковых фрикционов применяются фрикционные материалы двух видов:

1) фрикционные материалы на асбестомедной основе, имевшие до последнего времени наиболее широкое применение;

2) фрикционные материалы, изготовленные из прессованных металлических порошков (металлокерамики), получающие все большее распространение.

Фрикционные материалы первой группы содержат в качестве основы асбестовую массу или ткань с вкраплениями мелкой металлической стружки или плетенки из сплава меди, цинка и свинца для увеличения прочности и теплопроводности обшивки. В качестве связующего вещества используются смолы. В последнее время появились новые фрикционные материалы — асбокаучуки, также на асбестовой основе, но с применением каучука в качестве связующего материала. Эти фрикционные материалы обладают сравнительно высоким коэффициентом трения, имеют малый удельный вес, достаточную механическую прочность и допускают крепление фрикционных колец к диску трения медными заклепками.

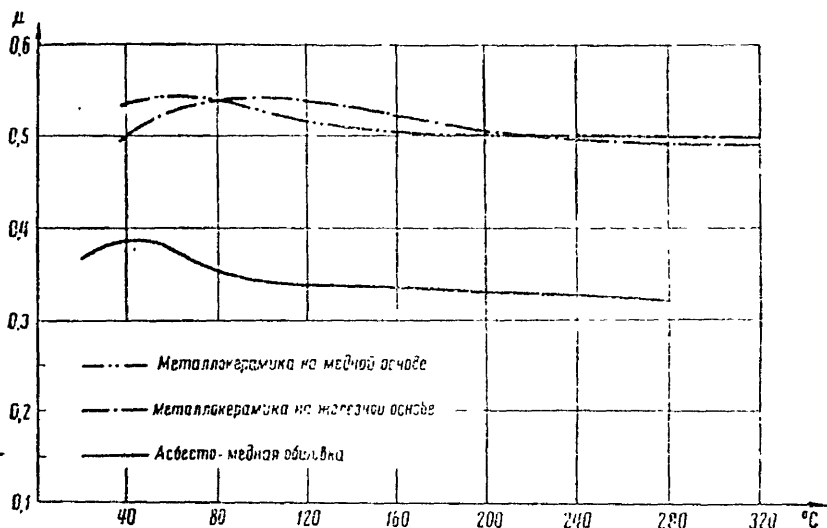
Основные недостатки асбестомедных фрикционных материалов: непостоянство коэффициента трения при изменении температуры (фиг. 84) и недостаточная теплопроводность, несмотря на наличие в них меди, цинка и свинца, так как металлические частицы оказываются разобщенными и не обеспечивают хороший отвод тепла.

Последнее обстоятельство заставляет укреплять асбестомедные фрикционные кольца на той части дисков трения, от которых затруднен отвод тепла в окружающее пространство. Таковыми обычно являются ведомые диски трения. В то же время из соображения уменьшения момента инерции ведомых частей главного фрикциона желательно фрикционные кольца прикреплять на ведущих дисках трения.

Металлокерамические фрикционные материалы характерны тем, что не содержат органических веществ или содержат их в очень малых количествах. В состав различных марок металлокерамики на медной основе входят: медь (до 60—75%), цинк, свинец, железо, олово, кремний, графит и другие вещества. Применяется также металлокерамика на железной основе, в состав которой входят: окись железа (Fe_2O_3 до 65%), наждак (Al_2O_3), гашеная известь (CaO),

кремнезем (SiO_2), глиптолевая смола, цинк, свинец и др. Фрикционные кольца этого состава отличаются большой прочностью.

Металлокерамические фрикционные кольца изготавливаются из порошков с размером зерен 3—10 микрон. Металлические порошки столь высокой дисперсности получают различными методами, из которых основными являются: электролиз, пульверизация расплавленного металла или восстановление металлических солей газами.



Фиг. 84. Изменение коэффициента трения фрикционных материалов в зависимости от температуры

Из металлических порошков, просеянных через сито, составляется шихта, которая смешивается в шаровой мельнице. Смешанная шихта затем прессуется в холодном состоянии при давлении 2000—4000 атм в закаленных прессформах. Полученные после прессовки изделия еще хрупки и пористы. Для увеличения прочности они подвергаются спеканию, в процессе которого материал припаявается к дискам трения. Для лучшей припайки металлические диски трения предварительно покрываются оловом, медью или никелем. Процесс осуществляется в печи при непрерывной подаче водорода и под небольшим давлением для улучшения спекания и спайки. После этого рабочая поверхность диска шлифуется до нужных размеров.

Результаты испытаний показывают, что металлокерамические фрикционные кольца обеспечивают высокий коэффициент трения, мало изменяющийся от температуры (см. фиг. 84), обладают высокой теплопроводностью, но несколько увеличивают износ другого элемента трущейся пары (стальных дисков).

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГЛАВНЫМ ФРИКЦИОНАМ

Главные фрикционы должны обеспечивать: 1) надежную передачу крутящего момента в течение длительного времени эксплуатации; 2) чистоту выключения; 3) плавность включения; 4) малые моменты инерции ведомых деталей; 5) уравнированность осевых усилий пружины внутри фрикциона; 6) малую работу, потребную на одно выключение; 7) хороший отвод тепла; 8) малые габариты; 9) простоту обслуживания.

Надежная передача крутящего момента в течение длительного времени эксплуатации обеспечивается:

а) выбором надлежащей величины коэффициента запаса фрикциона.

Коэффициент запаса фрикциона выражается формулой

$$\beta = \frac{M_{\text{фр}}}{M_{\text{дmax}} i_r}, \quad (37)$$

где $M_{\text{фр}}$ — расчетный момент фрикциона;

$M_{\text{дmax}}$ — максимальный крутящий момент двигателя;

i_r — передаточное число от двигателя до главного фрикциона.

Значения β чаще всего лежат в следующих пределах:

в легких танках 1,4—2,0;

в средних танках 1,6—2,3;

в тяжелых танках 1,8—2,5.

При выборе β необходимо учитывать, что с его увеличением увеличивается надежность передачи крутящего момента и уменьшаются работа буксования фрикциона и износ дисков трения при трогании с места и при переходе с одной передачи на другую, но, с другой стороны, — увеличиваются размеры фрикциона, затрудняется его выключение и возрастает инерционная перегрузка трансмиссии.

б) Постоянством коэффициента трения при изменении температуры и скорости скольжения, а также и при различной степени износа.

Для танковых фрикционов применимы только такие фрикционные материалы, у которых коэффициент трения мало изменяется до температуры 300—350°C. Постоянством коэффициента трения обладают металлокерамические и асбокаучуковые фрикционные кольца и стальные диски. Однако необходимо иметь в виду, что стальные диски при нагревании подвержены короблению и изменению коэффициента трения вследствие образования задиров.

в) Допустимой величиной удельного давления.

* В этой формуле и в дальнейшем потерями мощности на трение при передаче ее от двигателя к главному фрикциону пренебрегаем.

Удельное давление влияет на интенсивность износа. С увеличением удельного давления износ дисков трения увеличивается. При работе дисков в масле можно допускать более высокие удельные давления, не вызывая чрезмерных износов.

Допустимые удельные давления для дисков трения фрикционных приведены в табл. 9.

Таблица 9

Допустимые удельные давления для дисков фрикционных

Трущиеся пары	Допустимые удельные давления, кг см ²	
	при работе в сухую	при работе в масле
Сталь по стали	2,5	10
Сталь по асбестомедному материалу	1,5	—
Сталь по металлокерамике	4,0	40
Сталь по асбокаучуку **	4,0	25

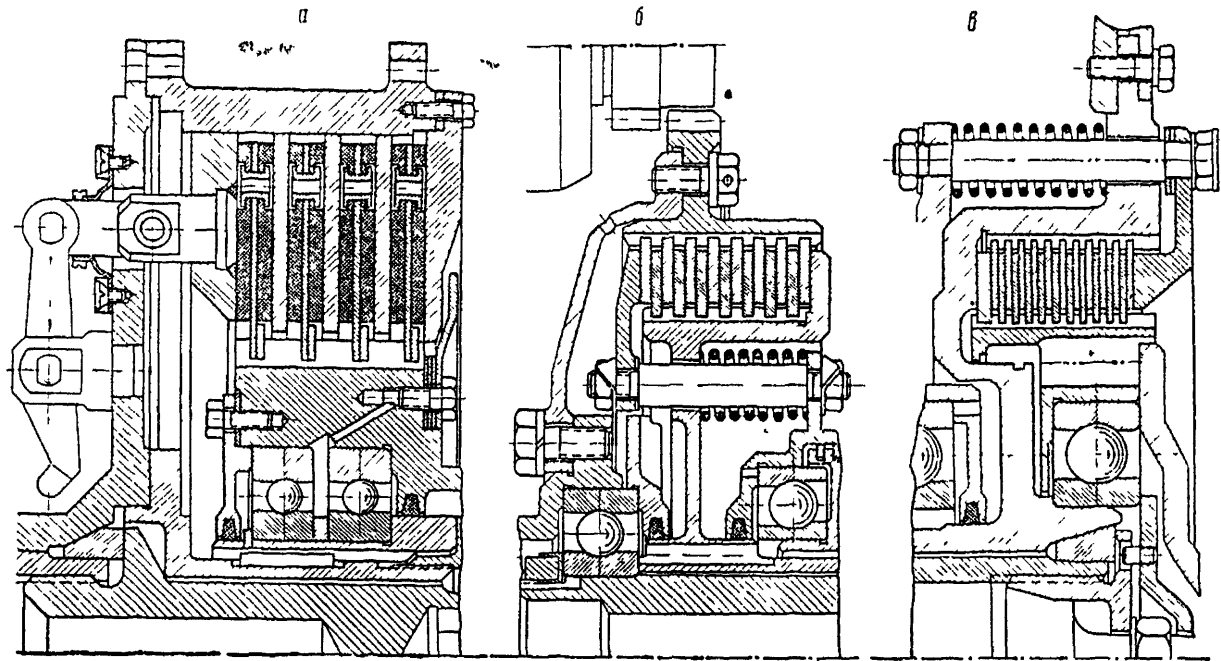
* При расчете по действительной площади трения

** На основании результатов только лабораторных испытаний

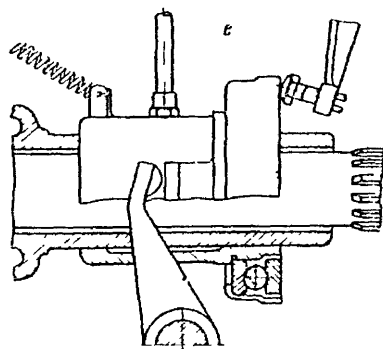
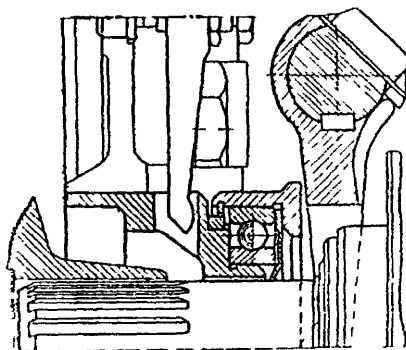
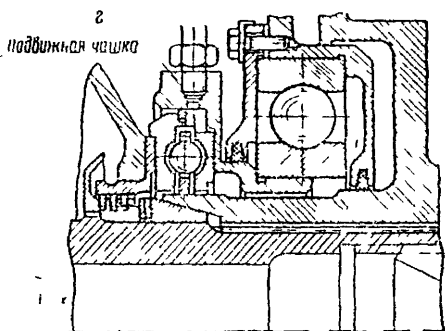
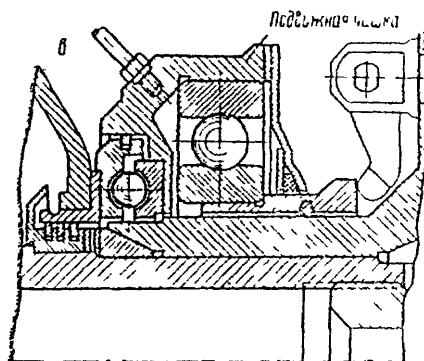
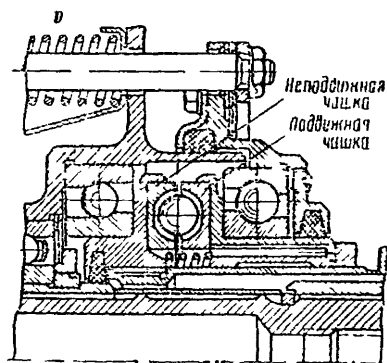
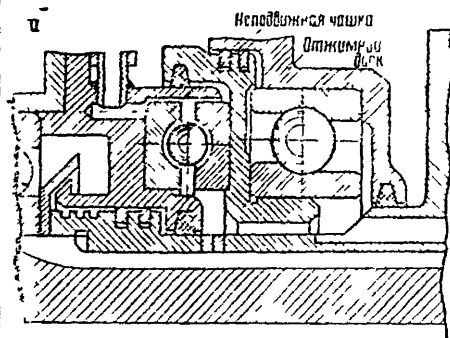
Приведенные значения удельных давлений соответствуют условиям работы фрикционных материалов в главных фрикционных. С увеличением длительности пробуксовки нагрев дисков трения увеличивается, что обязывает в таких случаях уменьшать удельное давление.

г) Предохранением дисков трения от замасливания (для фрикционных сухого трения). Достигается уплотнением подшипников, применением отражательных колец и маслоотбрасывающих отверстий (фиг. 85 и 86). Из приведенных фигур видно, что уплотнения подшипников и механизмов выключения на машинах старых марок (фиг. 85, в, 86, д и 86, е) были недостаточны, совершенными смазка через зазоры могла выходить из полости подшипников наружу, попадая частично и на диски трения. Фрикционные современных танков (фиг. 85, б, 86, а и 86, б) имеют надежные уплотнения, защищающие диски трения от попадания на них смазки и не допускающие проникновения пыли и песка к подшипникам и шарикам механизма выключения.

д) Надлежащей центровкой деталей фрикционных. Смещение осей ведущих и ведомых деталей приводит к пробуксовке фрикционных. Желательно центровать ведомые детали относительно ведущих двумя подшипниками, расположенными на достаточном расстоянии один от другого. Способы центровки ведомых деталей относительно ведущих, применяющиеся в танковых фрикционных, показаны на фиг. 87.



Фиг. 85. Уплотнения ведомых барабанов и дисков трения



Фиг. 86 Уплотнения механизмов вытучения

Нельзя допускать центровку ведущих и ведомых деталей фрикциона на разных агрегатах, как это, например, было сделано в фрикционе, показанном на фиг. 87, а. В другом главном фрикционе, показанном на фиг. 87, б, обеспечивается точная взаимная центровка его деталей: ведущие детали укреплены на коленчатом валу двигателя, а ведомые надежно сцентрированы по ведущим двумя шариковыми подшипниками.

Чистота включения обеспечивается разведением после выключения фрикциона дисков трения на такую величину, чтобы исключалось самопроизвольное захватывание дисков трения.

Минимальный зазор между дисками трения при выключенном состоянии нового фрикциона допускается:

для стальных дисков (и фрикционов с любыми дисками, работающими в масле) $\delta = 0,3 - 0,5$ мм;

для дисков с асбестомедными фрикционными кольцами $\delta = 0,4 - 0,8$ мм.

Более чистое выключение обеспечивают однодисковые фрикционы, но они из-за больших габаритов по диаметру не применимы для средних и тяжелых танков.

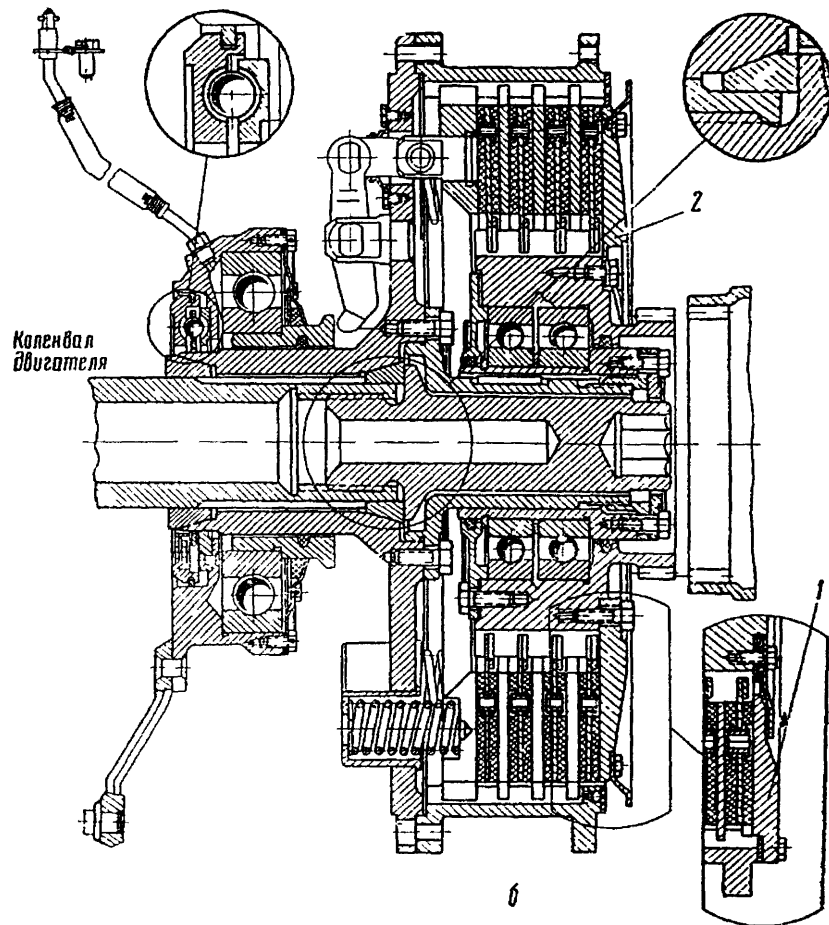
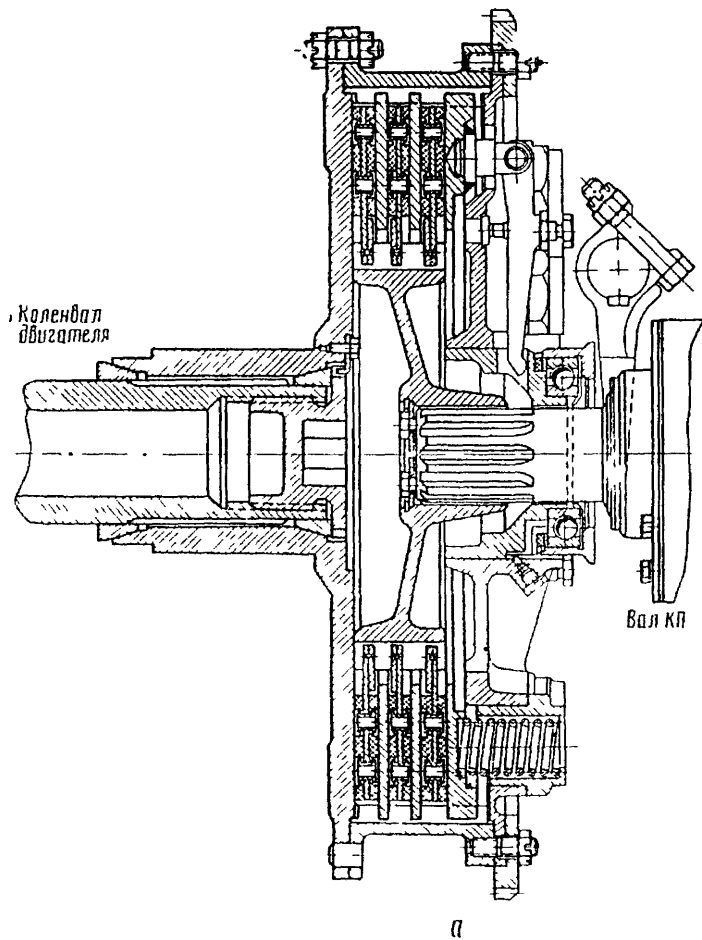
Фрикционы, работающие в масле, не обеспечивают достаточной чистоты выключения в начале работы, в особенности при загустевании масла в холодное время.

Для многодисковых фрикционов, особенно с фрикционными кольцами, желательно применять специальные приспособления для разведения дисков трения. Конструкции подобных приспособлений показаны на фиг. 88, из которых наилучшей является конструкция а', обеспечивающая разведение дисков трения на строго определенное расстояние. Приспособления для принудительного разведения дисков трения особенно необходимы для сухих блокировочных фрикционов, которые по принципу работы самого механизма должны длительное время находиться в выключенном состоянии.

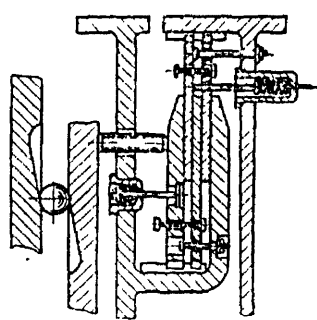
Чистота выключения фрикциона достигается также устранением возможности коробления дисков трения и снижением удельного давления на зубьях ведущего и ведомого барабанов. При меньшем удельном давлении менее вероятно образование на зубьях барабанов впадин, затрудняющих свободное перемещение дисков трения при выключении фрикциона.

Плавность включения. Плавность нарастания момента при включении фрикциона зависит от количества дисков трения. С увеличением числа дисков трения плавность включения улучшается. Плавно включаются также фрикционы, работающие в масле. В однодисковых фрикционах некоторых танков применялись специальные конструктивные мероприятия для увеличения плавности включения, но в настоящее время на танках они распространения не имеют.

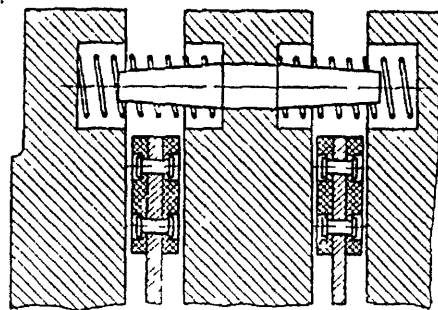
Применяющиеся в приводах управления главных фрикционов отечественных танков сервопружины также улучшают плавность



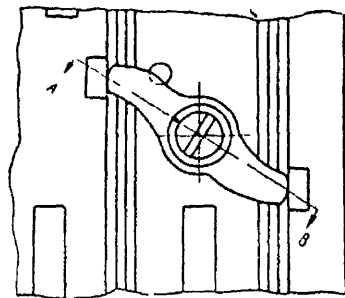
Фиг. 87. Способы центровки ведущих и ведомых частей фрикциона



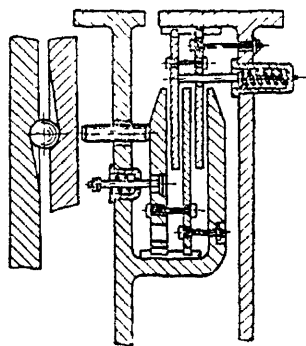
а'



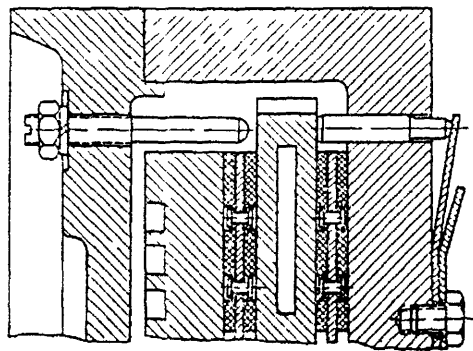
б



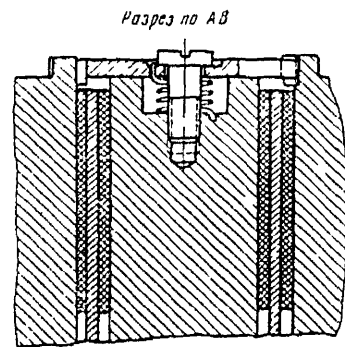
б'



а''



2



б''

Разрез по АВ

Фиг. 88. Способы обеспечения чистоты выключения фрикционов

включения, так как при их применении обеспечивается постепенное нарастание силы, сжимающей диски трения.

Малые моменты инерции ведомых деталей фрикциона. Это требование особенно важно для главных фрикционов. Момент инерции ведомых деталей главного фрикциона должен быть как можно меньше. При меньшем моменте инерции ведомых частей главного фрикциона легче осуществляется процесс переключения передач в коробке передач.

Большое количество дисков трения, большие диаметр и толщина ведомых дисков и наличие ведомого барабана увеличивают момент инерции ведомых частей главного фрикциона. При применении тяжелых фрикционных колец с высокой теплопроводностью (равной или даже более высокой, чем у стального диска) целесообразно укреплять их на ведущих дисках трения. Этим можно уменьшить момент инерции ведомых частей фрикциона, не ухудшая условий теплоотвода.

Это требование выполняется в меньшей степени в том случае, если отжимной и нажимной диски, пальцы и пружины являются ведомыми частями. С этой точки зрения следует признать вполне целесообразным перенос опорного диска 1 (фиг. 87, б) с ведомого барабана на ведущий, осуществленный при модернизации танка.

Уравновешенность осевых усилий пружин внутри фрикциона. Более совершенными являются фрикционы, уравновешенные как при включенном, так и выключенном состоянии; в качестве примера приводится конструкция, изображенная на фиг. 82, в. В этой конструкции усилие пружин, как указывалось выше, замыкается внутри фрикциона при выключенном и при включенном состояниях. Однако это преимущество достигается за счет некоторого усложнения конструкции механизма выключения — вместо одного радиально-упорного шарикового подшипника пришлось применить два подшипника.

Фрикционы, уравновешенные лишь при включенном положении (фиг. 82, а и 82, б), по устройству проще, но в выключенном положении они нагружают свою опору осевой силой, достигающей на средних и тяжелых танках значительной величины (до одной тонны).

Малая работа, потребная на одно выключение фрикциона

Работа L , потребная для выключения фрикциона зависит от суммарного усилия пружин фрикциона (P — при включенном фрикционе, P_{\max} — при выключенном состоянии), хода нажимного диска h и коэффициента полезного действия η_n привода управления фрикционом. При линейной характеристике пружин фрикциона работа выключения равна

$$L = \frac{P + P_{\max}}{2} h \frac{1}{\eta_n}.$$

Ход нажимного диска зависит от числа пар трущихся поверхностей z и величины зазора δ между дисками при выключенном со-

стоянии фрикциона ($h = \delta z$). Чем меньше дисков трения, тем меньше будет ход нажимного диска, однако уменьшение числа дисков приводит к увеличению потребного усилия пружин. С увеличением силы упругости пружин увеличивается работа, затрачиваемая на выключение фрикциона. Поэтому при проектировании фрикциона нужно иметь в виду, что получить выигрыш в работе выключения за счет уменьшения хода нажимного диска, при одинаковых зазорах между дисками трения, нельзя. Другое дело при эксплуатации, когда из-за неправильной регулировки привода произойдет увеличение хода нажимного диска. В этом случае в связи с увеличением хода нажимного диска увеличатся также и зазоры между дисками трения в выключенном состоянии, в результате чего увеличится работа на выключение фрикциона.

К.п.д. привода зависит от числа и конструкции шарниров. Очень часто из-за несовершенства конструкции шарниров к.п.д. привода очень низок, порядка 0,5—0,6. Повысить к.п.д. привода можно путем уменьшения числа шарниров и применения в них игольчатых или шариковых подшипников, что вполне себя оправдывает, так как при этом снижается затрата мускульной энергии водителя.

На величину усилия и работы выключения существенное влияние оказывают: коэффициент трения примененного фрикционного материала, коэффициент запаса фрикциона и характеристика пружин.

С увеличением коэффициента трения, при прочих равных условиях, работа выключения фрикциона уменьшается, так как в этом случае можно уменьшить усилие пружин P или число пар трущихся поверхностей z , а следовательно, и ход нажимного диска h .

Расчетные значения коэффициентов трения фрикционных материалов приведены в табл. 10.

Таблица 10

Расчетные значения коэффициентов трения
фрикционных материалов

Трущиеся пары	Работа в сухую	Работа в масле
Сталь по стали	0,15—0,20	0,03—0,07
Сталь по асбестомедному материалу	0,25—0,35	—
Сталь по металлокерамике	0,40—0,55	0,03—0,12
Сталь по асбокаучуку	0,40—0,50	0,07—0,15

Как видно из табл. 10, коэффициент трения всех фрикционных материалов колеблется в зависимости от температуры, скорости скольжения и удельного давления в достаточно широких пределах. Чем меньше скорость скольжения, температура и время буксования

фрикциона, тем большую величину коэффициента трения в пределах табличных данных можно выбирать в качестве расчетной.

При проектировании фрикциона, работающего в масле, для получения высокого коэффициента трения, необходимо стремиться обеспечить на дисках трения граничное трение, при котором слой смазочного материала весьма мал (толщиной порядка 0,1—0,5 мк). Для этой цели на поверхности фрикционной обшивки делаются каналы: радиальные или спиральные, в некоторых случаях и те, и другие. Радиальные каналы способствуют выдавливанию масла с поверхности трения и обеспечивают удаление продуктов износа с поверхности диска, но способствуют «расклиниванию» маслом поверхностей трения. Спиральные каналы обеспечивают разрушение масляной пленки в нужных пределах, но не способны отводить продукты износа. Поэтому наиболее целесообразным является сочетание спиральных каналов с радиальными, когда часть радиальных каналов выведена только на периферийную окружность диска трения, а другая часть — на внутреннюю окружность (фиг. 89).

В применявшихся конструкциях фрикционов площадь диска, занятая каналами, при асбестовых фрикционных материалах составляла от 10—до 17%, при металлокерамическом покрытии дисков трения — 35—42%.

Спиральные каналы имеют: шаг спирали — 1,2—1,5 мм, ширину и глубину примерно 0,5 мм.

Из соображений уменьшения работы выключения коэффициент запаса фрикциона β необходимо выбирать минимально допустимым.

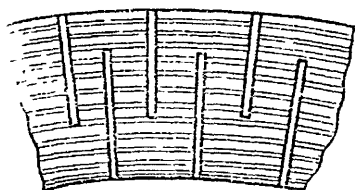
Характеристика пружины также оказывает влияние на величину работы выключения, в частности, при применении дисковой пружины с нелинейной характеристикой (фиг. 90) получается некоторый выигрыш в работе, так как усилие пружины при выключении фрикциона не увеличивается. Такая дисковая пружина была применена в главном фрикционе танка М4-А2 (см. фиг. 90).

Работа, потребная на выключение фрикционов (без сервоприводов), равна:

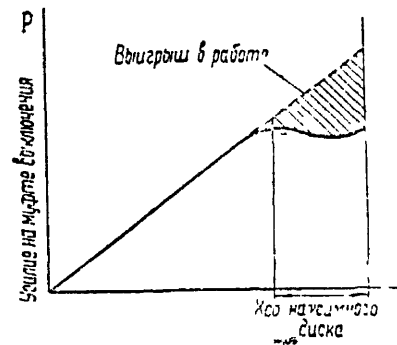
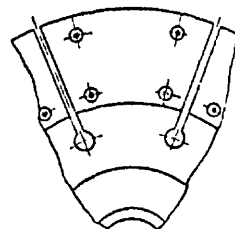
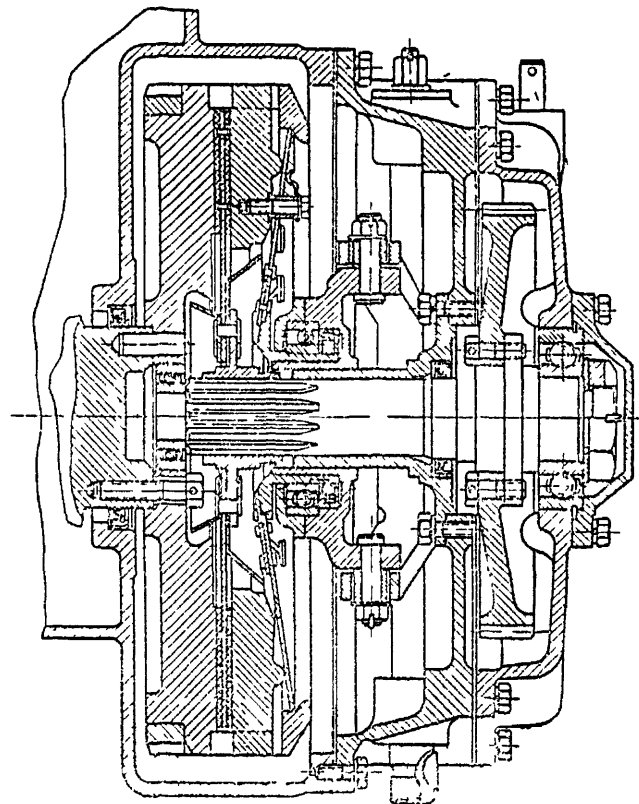
в легких танках	1—2 кгм,
в средних танках	2,5—4,5 кгм,
в тяжелых танках	4,5—7 кгм.

При работе выключения, превышающей 7 кгм, применение эффективного сервопривода для управления фрикционом обязательно. При работе выключения в пределах 2,5—7 кгм можно ограничиться применением пружинных устройств.

Проектируя привод управления, выбирают такое передаточное число, чтобы ход педали, замеренный по хорде, был в пределах



Фиг. 89. Каналы на металлокерамическом покрытии диска трения



Фиг. 90. Главный фрикцион с дисковой пружиной

150—250 мм. При большем ходе педали значительно увеличиваются затраты мускульной энергии человека.

Хороший отвод тепла. Работа фрикциона сопряжена с сильным нагреванием вследствие буксования дисков трения при трогании танка с места и при переключениях передач. Температура нагрева дисков трения доходит в некоторых случаях до 300—400 °С.

Для уменьшения нагрева фрикциона стремятся:

- увеличить его теплоемкость, что достигается применением массивных дисков трения, однако в некоторых случаях это связано с увеличением момента инерции ведомых частей фрикциона;

- улучшить отвод тепла: в некоторых конструкциях танков при переднем расположении трансмиссии приходилось применять специальную воздушную систему охлаждения для главного фрикциона (танк Т-V);

- размещать нетеплопроводные асбестомедные обшивки на тонких ведомых дисках трения, а ведущие диски для лучшего отвода тепла делать возможно более массивными.

С этой точки зрения металлические диски трения и металлокерамическая обшивка имеют преимущества перед дисками, обшитыми асбестовыми фрикционными материалами, обладающими низкой теплопроводностью.

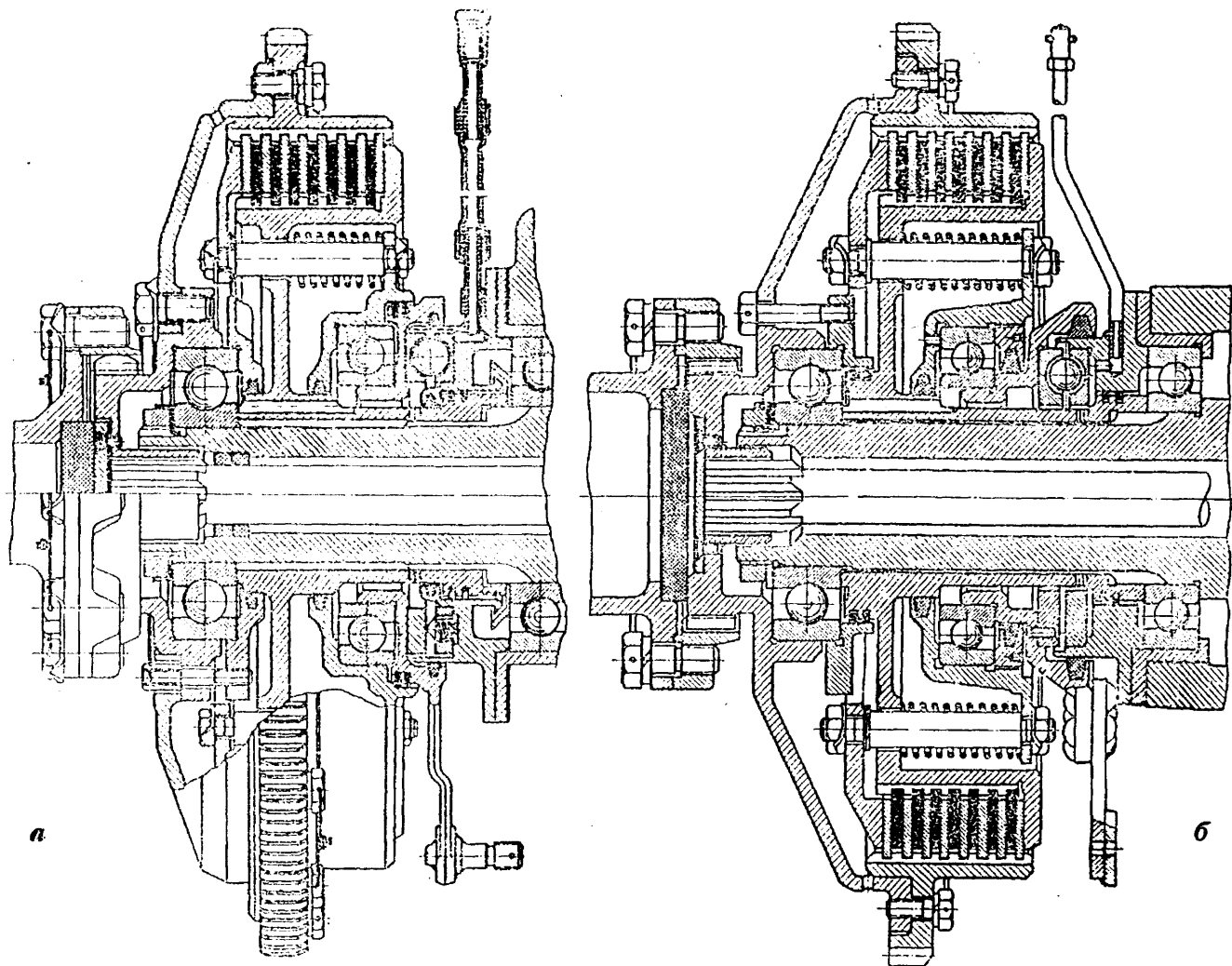
С целью улучшения отвода тепла в некоторых случаях ведущие диски трения делались с радиальными или спиральными вентиляционными каналами (см. фиг. 83).

Малые габариты. Габариты фрикционов зависят в основном от величины коэффициента трения, допускаемого удельного давления и принятого коэффициента запаса. Повышение удельного давления и применение дисков трения с большим коэффициентом трения уменьшают габариты фрикциона. Увеличение коэффициента запаса приводит к увеличению габаритов фрикциона.

Выполнение этого требования оценивается общим объемом фрикциона, отнесенным к мощности двигателя, и объемом, отнесенным к весу машины. Оценка компактности отдельных типов главных фрикционов современных средних и тяжелых танков приведена в табл. 11.

Простота обслуживания фрикциона обеспечивается удобством смазки подшипников, промывки дисков трения, эксплуатационной регулировки и проверки состояния крепежных деталей фрикциона.

С этой точки зрения заслуживают внимания два примерно одинаковых фрикциона (фиг. 91), различающиеся конструкцией крепления ведущего барабана. Конструкция, показанная на фиг. 91, а, позволяет с меньшими монтажными трудностями осуществить эксплуатационную регулировку фрикциона, заключающуюся в уменьшении числа регулировочных прокладок на пальцах под нажимным диском; доступ к гайкам пальцев и нажимному диску здесь значительно облегчен. Наиболее удобно эксплуатационная регулировка осуществляется в фрикционе, показанном на фиг. 82, в: удаление



Фиг. 91. Главные фрикционы, различающиеся способом крепления ведущего барабана

**Удельные объемы главных фрикционов
средних и тяжелых танков**

Т а б л и ц а 12

Типы фрикционов	$V N_d$ см ³ л.с.	$V G_T$ см ³ л.
Многодисковые сухие	80 - 88	900—1030
Многодисковые сухие с вентиляцией	40	625
Многодисковые с дисками, работающими в масле	16—36,5	200—485
Гидро-фрикционное сцепление	95—100	1100—1300

* Сочетание гидромукты с главным фрикционом.

прокладок из-под кольца опорного диска не требует каких-либо демонтажных работ и производится даже без выключения фрикциона. Простую и удобную регулировку имеют фрикционы с одной центральной пружиной (см. фиг. 83). Однако фрикционы с одной центральной пружиной не получили широкого применения вследствие большого габаритного размера в осевом направлении.

В отношении смазки предпочтение следует отдать фрикционам, показанным на фиг. 91, число точек смазки которых благодаря осевому сверлению в ступице ведомого барабана сокращено с 2 до 1.

Для удобства промывки дисков трения в барабанах сухих фрикционов иногда предусматривают специальные отверстия (см. фиг. 85, б), а конструкцию в целом осуществляют так, что для полной промывки можно выпустить все диски трения без демонтажа всего фрикциона.

§ 3. РАСЧЕТ ФРИКЦИОНОВ

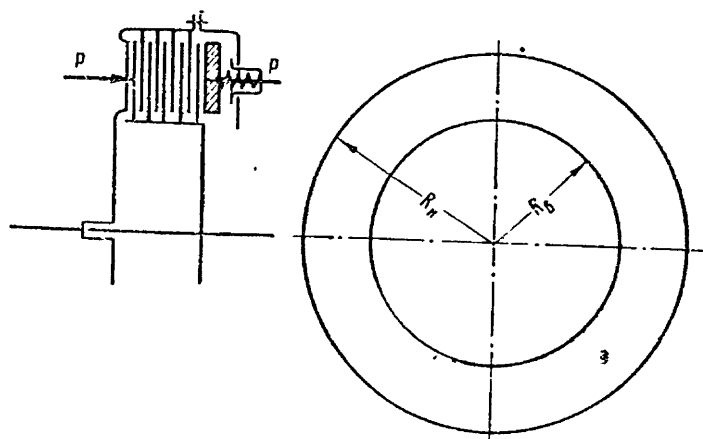
1. Расчет фрикциона на передаваемый момент

Главный, бортовой и блокировочные фрикционы рассчитываются на моменты, большие максимальных моментов, нагружающих фрикционы при нормальной работе. Это вызывается следующими причинами:

- износом дисков трения за время эксплуатации и ослаблением действия пружин;
- необходимостью уменьшить работу буксования при включении;
- изменением коэффициента трения по сравнению с расчетной величиной вследствие попадания масла (в сухих фрикционах), нагрева дисков трения, износа их и по другим причинам;
- уменьшением расчетного усилия нажатия пружин вследствие трения между зубьями дисков и барабанов.

Проверочный расчет главного фрикциона (фиг. 92).

При проверочном расчете обычно определяются: наибольший момент, который может передать фрикцион, т. е. момент трения фрикциона $M_{\text{фт}}$, коэффициент запаса фрикциона β и удельное давление на дисках трения q .



Фиг. 92. Расчетная схема фрикциона

Расчетный момент фрикциона [см. формулу (37)]:

$$M_{\text{фр}} = \beta M_{\text{дтmax}} i_1.$$

Момент трения фрикциона (см. фиг. 92)

$$M_{\text{фт}} = \mu P z R_c, \quad (38)$$

где P — суммарное усилие пружин, сжимающих диски трения;
 μ — коэффициент трения, расчетные значения которого приведены в табл. 10;
 z — число пар трущихся поверхностей;
 R_c — радиус приложения равнодействующей элементарных сил трения, возникающих на дисках трения.

Из формул (37) и (38) получается, что коэффициент запаса фрикциона равен

$$\beta = \frac{\mu P z R_c}{M_{\text{дтmax}} i_1}. \quad (39)$$

Число пар поверхностей трения, передающих момент от ведущих дисков трения к ведомым, подсчитывают по выбранной схеме проектируемого или чертежу выполненного фрикциона.

Радиус приложения равнодействующей элементарных сил трения R_c принято определять по формуле *

$$R_c \approx \frac{R_n + R_b}{2},$$

где R_n — наружный радиус диска трения;
 R_b — внутренний радиус диска трения.

В дальнейшем потребуется выражение для определения усилия пружины, которое равно

$$P = \frac{\beta M_{\text{дmax}} i_r}{\mu z R_c}. \quad (39')$$

Предполагая, что удельное давление по рабочей поверхности дисков трения распределяется равномерно, найдем величину удельного давления на дисках трения

$$q = \frac{P}{2\pi R_c b}, \quad (40)$$

или

$$q = \frac{\beta M_{\text{дmax}} i_r}{2\pi \mu z b R_c^2}, \quad (40')$$

где b — ширина диска трения.

Допустимые значения q приведены в табл. 9.

Расчет фрикциона при проектировании

Целью такого расчета является определение основных размеров фрикциона (наружного радиуса и ширины дисков трения) и числа пар трущихся поверхностей. В качестве исходных данных для расчета проектируемого фрикциона должны быть известны:

1) максимальный крутящий момент двигателя, подводимый к фрикциону $M_{\text{дmax}} i_r$;

* Момент сил трения, возникающих на элементарной кольцевой площади ведущего диска, равен

$$dM_{\text{ф}} = 2\pi r dr \cdot q \mu r,$$

где r — текущий радиус.

Действительный момент трения фрикциона будет

$$M_{\text{ф}} = \int_{R_b}^{R_n} 2\pi q r^2 dr = \frac{2}{3} \pi q (R_n^3 - R_b^3) = \mu P \cdot \frac{2}{3} \frac{R_n^3 - R_b^3}{R_n^2 - R_b^2}.$$

Из этого выражения следует, что

$$R_c = \frac{2}{3} \frac{R_n^3 - R_b^3}{R_n^2 - R_b^2}.$$

Принимая в практических расчетах R_c равным полусумме наружного и внутреннего радиусов, мы в самом худшем случае допускаем ошибку порядка 10%.

2) коэффициент запаса фрикциона; величиной его следует задаться, исходя из приведенных выше значений;

3) коэффициент трения и допустимое для выбранных материалов удельное давление на дисках трения;

4) зазор между дисками трения в выключенном фрикционе им следует задаться, исходя из приведенных ранее величин;

5) ход педали S_n (назначается не более 250 мм), максимальное допустимое усилие на педаль P_n (учитывая возможности человека — желательно не свыше 30 кг) и коэффициент полезного действия привода;

6) относительная ширина диска трения $\gamma = \frac{b}{R_n}$, которую принимают:

— для дисков без обшивки и дисков, работающих в масле,

$$\gamma = 0,15 \div 0,25;$$

— для дисков с фрикционной обшивкой, работающих всухую,

$$\gamma = 0,30 \div 0,50.$$

Усилие пружин при выключенном фрикционе равно

$$P_{\max} = P_n i_n \gamma_n,$$

где i_n — передаточное число привода (обычно i_n переменное по ходу педали);

γ_n — коэффициент полезного действия привода, который ориентировочно принимают в пределах $0,7 \div 0,9$.

Передаточное число привода (принимая его постоянным, не зависящим от хода педали)

$$i_n = \frac{S_n}{h} = \frac{S_n}{\delta z},$$

где h — ход нажимного диска.

Полагая, что при выключении фрикциона усилие пружин возрастает примерно на 20%, получим

$$P_{\max} \approx 1,2 P = \gamma_n \frac{P_n S_n}{\delta z}.$$

Зная из предыдущего [формула (39')], что

$$P = \frac{\beta M_{\max} i_r}{\mu z R_c},$$

будем иметь

$$1,2 \frac{\beta M_{\max} i_r}{\mu R_c} = \gamma_n \frac{P_n S_n}{\delta}.$$

Средний радиус диска трения можно выразить, как

$$R_c = R_n - \frac{b}{2} = R_n \left(1 - \frac{\gamma}{2} \right) = R_n \left(\frac{2 - \gamma}{2} \right).$$

Учтя это, получим радиус наружной окружности диска трения

$$R_n = \frac{2,43 M_{\text{дmax}} i_r \delta}{\mu r_{\text{ин}} P_n S_n (2 - \gamma)}. \quad (41)$$

Из формулы (40') следует, что число пар трущихся поверхностей

$$z = \frac{\beta M_{\text{дmax}} i_1}{2 \pi \mu q b R_c^2}, \quad (42)$$

где $b = R_n \gamma$, а $R_c = R_n \frac{2 - \gamma}{2}$.

Из формулы (41) следует, что при одинаковом передаваемом моменте, коэффициенте запаса фрикциона, усилии и ходе педали наружный радиус дисков трения зависит от установленного между дисками трения зазора, коэффициента трения и коэффициента полезного действия привода. С увеличением зазора между дисками трения, с уменьшением коэффициента трения дисков трения и коэффициента полезного действия привода габариты фрикциона увеличиваются. Поэтому необходимо правильно выбрать величину зазора между дисками трения и обеспечивать возможно более высокие значения коэффициента трения дисков трения и коэффициента полезного действия привода.

Подобным же способом определяются основные размеры бортовых и блокировочных фрикционов, необходимо только принять соответствующие значения усилии и хода ведущего звена привода и подсчитать предварительно величину расчетного момента фрикциона.

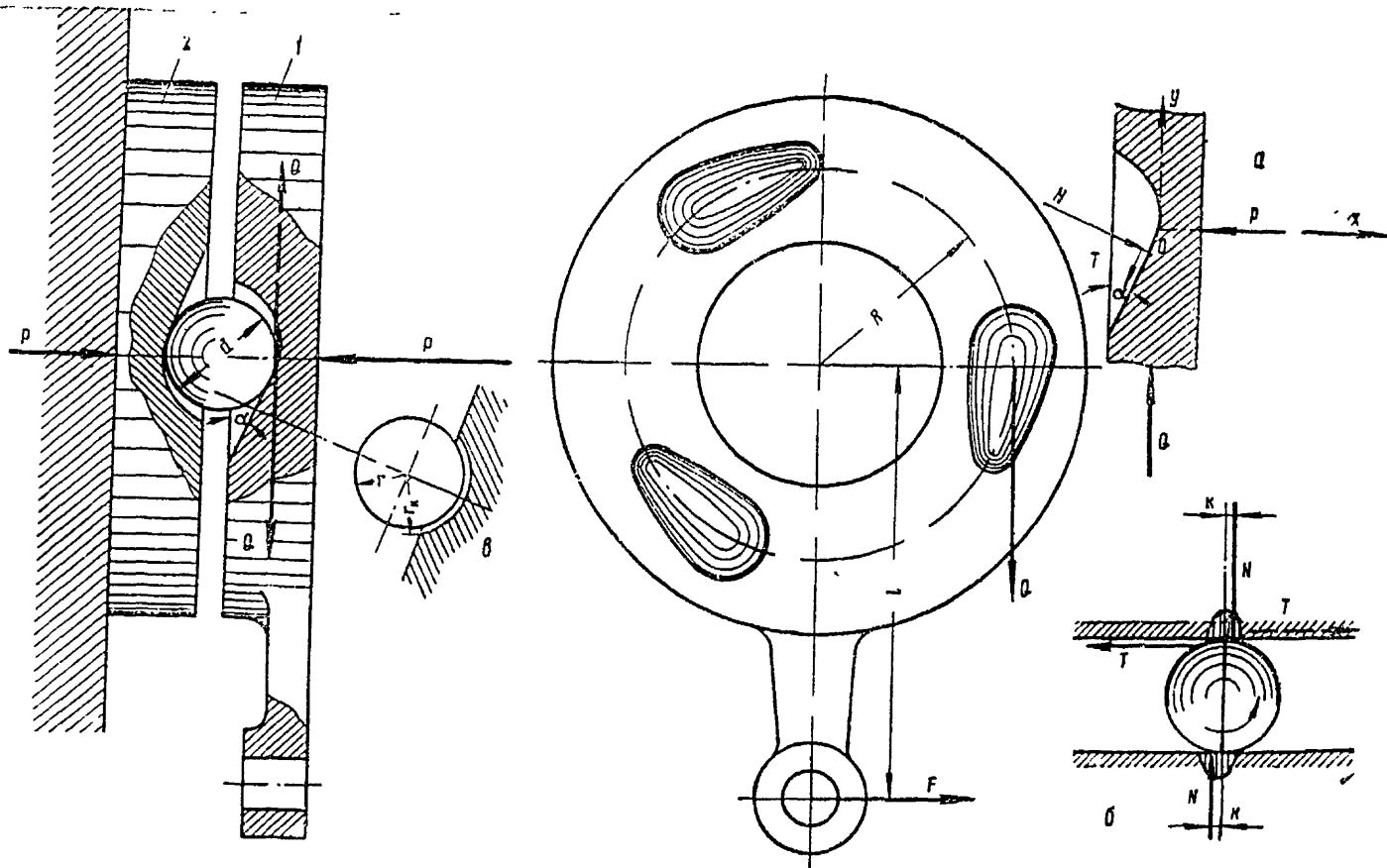
2. Определение усилии на рычаге подвижной чашки фрикциона с шариковым механизмом выключения

При расчете привода управления фрикционом необходимо знать соотношение между усилием пружин фрикциона и силой, которую должен создать привод на рычаге подвижной чашки. На фиг. 93 показана схема шарикового механизма выключения и действующие в нем силы:

P — суммарное усилие пружин фрикциона, действующее при выключении на подвижную чашку 1, шарики и неподвижную чашку 2;

F — окружное усилие, которое нужно приложить к концу рычага подвижной чашки для выключения фрикциона;

Q — окружное усилие, которое нужно приложить к подвижной чашке на радиусе расположения лунок для выключения фрикциона.



Фиг. 93. Схема сил, действующих в механизме выключения шарикового типа

Очевидно

$$F = Q \cdot \frac{R}{l}.$$

Можно считать, что силы взаимодействия каждого шарика с рабочими поверхностями лунок подобны таковым для шарика, движущегося по наклонной плоскости. Условно будем также считать, что силы приложены к одному шарiku. Это не повлияет на конечный результат.

Напомним, что для случая качения соотношение между нормальной силой N и силой трения T , препятствующей движению (фиг. 93, б), определяется следующим выражением:

$$T = N \frac{2k}{d}, \quad (a)$$

где k — плечо трения (коэффициент трения качения), см;
 d — диаметр шарика, см.

Для рассматриваемого случая соотношение интересующих нас сил P и Q определится из условий равновесия подвижной чашки механизма выключения (фиг. 93, а).

Проектируя все силы на ось $O-X'$, получим

$$Q = N \sin \alpha + T \cos \alpha. \quad (б)$$

Из суммы проекции всех сил на ось $O-X$ имеем

$$P = N \cos \alpha - T \sin \alpha. \quad (в)$$

Исключая из уравнений (а), (б) и (в) силы N и T , получим

$$Q = P \frac{\operatorname{tg} \alpha + \frac{2k}{d}}{1 - \frac{2k}{d} \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Тогда усилие на рычаге подвижной чашки будет равно

$$F = P \frac{\operatorname{tg} \alpha + \frac{2k}{d}}{1 - \frac{2k}{d} \operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{R}{l}. \quad (43)$$

Угол наклона лунок существующих танковых фиксаторов выполнен в пределах

$$\alpha = 12^\circ - 19,5^\circ.$$

Коэффициент трения качения сталь по стали (для шарика в лунках):

- при незакаленных поверхностях $k = 0,008 - 0,010$ см;
- при закаленных и цементированных поверхностях $k = 0,002 - 0,005$ см.

3. Расчет фрикциона по работе буксования и нагреву

В процессе включения фрикциона при трогании танка с места и переключении передач происходит пробуксовка фрикциона, которая вызывает износ и нагрев дисков трения со всеми вытекающими из этого нежелательными последствиями. Удельное давление, определенное раньше, лишь в некоторой степени характеризует износостойчивость и нагрев фрикциона.

Более полное представление о работоспособности фрикциона дают два показателя; предложенные для автомобильных сцеплений академиком Е. А. Чудаковым: удельная работа буксования и повышение температуры нагрева фрикциона за одно включение (без учета отвода тепла в окружающее пространство для упрощения расчетов). Эти расчеты оказались не только приемлемыми, но и необходимыми и для танковых фрикционов.

Во-первых, как установлено, измерителем износостойкости и нагрева фрикциона является удельная работа буксования

$$l = \frac{L}{Fz} \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}, \quad (44)$$

где z — число пар трущихся поверхностей;

F — площадь одной поверхности трения, см^2 ;

L — работа буксования фрикциона за одно включение, кгм .

При проектировании фрикционов с дисками, работающими в сухую, удельную работу буксования допускают:

для легких танков до $1,5 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}$;

для средних танков до $2,5 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}$;

для тяжелых танков до $4,0 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}$.

В главном фрикционе танка Т-VIIH, работавшем в масле, удельная работа буксования была равна $8 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}$.

Приведенные значения удельной работы буксования показывают, что в наиболее тяжелых условиях работают фрикционы тяжелых танков. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе фрикционного материала для дисков трения, а также иметь в виду при обучении экипажей танков вождению.

Во-вторых, показателем правильности выбора основных размеров фрикциона является допустимый нагрев его за одно включение без учета отвода тепла

$$\tau = \frac{L}{427 Q_{\phi} c}, \quad (45)$$

где Q_{ϕ} — вес нагреваемых деталей фрикциона, кг ;

c — теплоемкость стали; $c = 0,115 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$.

Приведенная формула не учитывает теплоотдачи и характера изменения температуры нагрева по массе фрикциона.

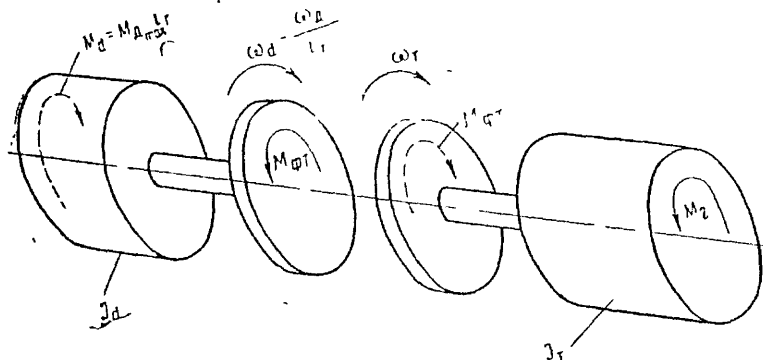
Для средних и тяжелых танков приходится допускать τ до $5-6^\circ\text{C}$. В действительности этот расчетный параметр в фрикционах средних и тяжелых танков достигает $15-20^\circ\text{C}$.

Само собой разумеется, чем выше будет получаться при расчете температура нагрева за одно включение фрикциона, тем более эффективные мероприятия должны быть применены для обеспечения отвода тепла от деталей фрикциона. Наилучшие условия отвода тепла имеют место в фрикционах, работающих в масле.

Общая надежность работы фрикциона тем выше, чем меньше удельная работа буксования и нагрев фрикциона за одно включение.

Определение работы буксования при включении главного фрикциона.

Для вывода формулы, по которой можно определить работу буксования фрикциона при его включении, воспользуемся элементарной схемой моторно-трансмиссионной группы танка (фиг. 94) и диаграммами, изображающими процесс включения фрикциона (фиг. 95). Возьмем для рассмотрения наиболее общий случай — случай переключения передач. На схеме (см. фиг. 94) трансмиссия танка условно разделена по фрикциону на две части, и действие одной части на другую заменено по правилам механики моментом арения фрикциона $M_{\text{фт}}$.



Фиг. 94. Схема для определения работы буксования главного фрикциона

Момент инерции всех движущихся частей двигателя, моменты инерции вращающихся деталей части трансмиссии, расположенной между двигателем и фрикционом, и момент инерции ведущих частей фрикциона изображены маховиком с приведенным к главному фрикциону моментом инерции J_d , который равен

$$J_d = J_d i_g^2,$$

где J_d — момент инерции движущихся частей двигателя;

i_g — передаточное число трансмиссии от двигателя до фрикциона;

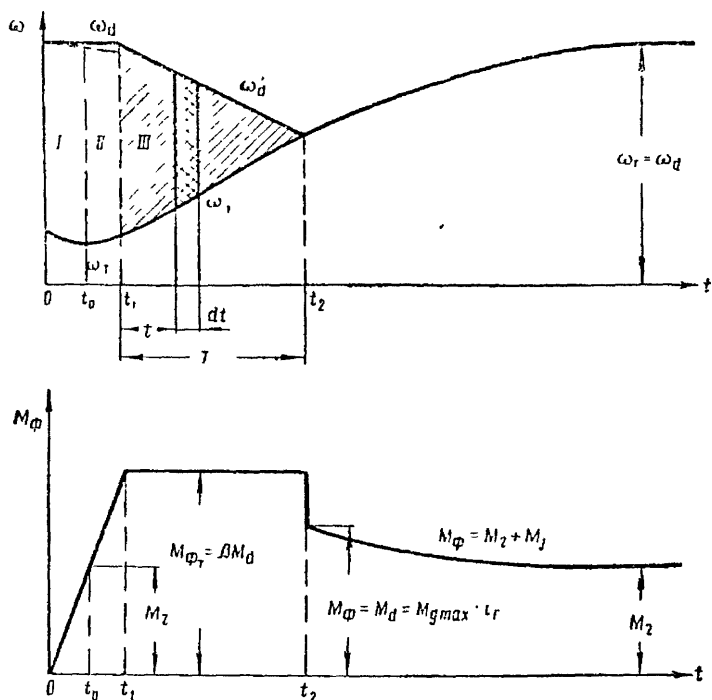
δ_d — коэффициент, учитывающий момент инерции ведущих частей главного фрикциона и деталей части трансмиссии, расположенных между двигателем и фрикционом (приведенный к валу двигателя).

К валу этого маховика приложен крутящий момент

$$M_d = M_{\text{дmax}} i_r \gamma_r,$$

где $M_{\text{дmax}}$ — максимальный крутящий момент двигателя;

γ_r — коэффициент полезного действия части трансмиссии, расположенной между двигателем и фрикционом (его можно в дальнейшем принять равным единице).



Фиг. 95. Изменение угловых скоростей ведущих и ведомых деталей и передаваемого момента главного фрикциона при его включении

Поступательно-движущиеся и вращающиеся массы танка представлены вторым маховиком с приведенным моментом инерции*.

$$I_r = \delta_0 \frac{G}{g} \frac{R_{\text{вк}}^2}{i_r^2},$$

* Вывод этой формулы дается в курсе «Теория танков».

где δ_0 — коэффициент учета вращающихся масс ходовой части и части трансмиссии, расположенной между фрикционным (включая ведомые его дегаги) и гусеничным двигателем;

G — вес танка;

$R_{в.к}$ — радиус ведущего колеса гусеничного движителя;

i_r — передаточное число части трансмиссии, расположенной между фрикционным и гусеничным двигателем;

g — ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м сек}^2$.

К валу этого маховика приложен момент сопротивления движению танка

$$M_r = \frac{f_c G R_{в.к}}{i_r \tau_r},$$

где f_c — коэффициент суммарного сопротивления прямолинейному движению танка;

η_r — коэффициент полезного действия при передаче энергии от фрикциона к гусенице.

Кроме того, на фиг. 94 и 95 обозначены:

ω_λ — угловая скорость коленчатого вала двигателя;

ω_d — угловая скорость ведущих частей фрикциона;

ω_r — угловая скорость ведомых частей фрикциона.

Те же обозначения со штрихом дают текущие значения угловых скоростей.

Процесс буксования фрикциона при его включении будем рассматривать состоящим из трех периодов (см. фиг. 95).

Первый период. За время от O до t_0 происходит отпущение педали, в результате чего фрикцион включается и момент его возрастает до величины момента сопротивления движению M_r . При этом предполагается, что благодаря плавному увеличению подачи топлива момент двигателя возрастает и все время остается равным моменту трения фрикциона, и поэтому угловая скорость ведущих частей фрикциона принята постоянной и равной $\omega_d = \frac{\omega_\lambda}{i_r}$. Угловая

же скорость ведомых частей фрикциона несколько снижается. в связи с тем, что момент трения фрикциона в этот период пока еще меньше момента сопротивления.

Если рассматривать процесс трогания танка с места, то в период времени $O-t_0$ угловая скорость ведомых частей фрикциона равна нулю.

Второй период. За время от t_0 до t_1 продолжается включение фрикциона, при этом передаваемый фрикционом момент превышает момент сопротивления M_r и к концу этого периода достигает величины момента трения фрикциона при полном его включении, т. е. равен расчетной его величине

$$M_{ф.т} = \beta M_{\lambda \max} i_1.$$

Третий период. За время от t_1 до t_2 момент, передаваемый через фрикцион, достигнув своего максимального значения $M_{ф\tau} = \beta M_{д\max} i_r$, остается постоянным. Угловая скорость ведущих частей фрикциона ω_d' понижается вследствие перегрузки двигателя, а угловая скорость ведомых частей ω_r' продолжает возрастать. К концу этого периода угловые скорости ведущих и ведомых частей фрикциона выравниваются и буксование прекращается.

Для оценки правильности выбранных размеров главного фрикциона принято определять работу буксования только за третий период, т. е. делают следующие допущения:

1) педаль отпускается мгновенно и работа буксования во время отпускания педали не учитывается;

2) величины $M_{ф\tau}$, M_d и M_r не изменяются, и поэтому угловые скорости ведущих и ведомых частей фрикциона в процессе буксования меняются по прямолинейному закону.

Не учитывается работа буксования за первый и второй периоды буксования в связи с тем, что она, в отличие от работы буксования за третий период, зависит от действий водителя и конструкции привода управления.

Таким образом, работа буксования рассматривается лишь за время от t_1 до t_2 .

Как указывалось выше, вследствие допущения постоянства $M_{ф\tau}$, M_d и M_r угловые скорости ведущих и ведомых частей фрикциона будут изменяться по прямолинейному закону:

- вращение ведущего вала фрикциона равнозамедленное;
- вращение ведомого вала фрикциона равноускоренное.

Угловая скорость ведущих частей фрикциона в процессе буксования будет уменьшаться по линейному закону

$$\omega_d' = \omega_d - \varepsilon_d t,$$

а угловая скорость ведомых частей фрикциона за это же время возрастает по линейному закону

$$\omega_r' = \omega_r + \varepsilon_r t.$$

В конце буксования фрикциона имеет место равенство

$$\omega_r' = \omega_d',$$

при этом $t = T$, т. е.

$$\omega_d - \varepsilon_d T = \omega_r + \varepsilon_r T.$$

Отсюда время буксования

$$T = \frac{\omega_d - \omega_r}{\varepsilon_d + \varepsilon_r}.$$

Постоянное угловое ускорение ε_r ведомых частей фрикциона и угловое замедление ε_d ведущих частей определяются по

второму закону динамики, примененному к одной и другой частям трансмиссии (см. фиг. 94):

$$I_r \varepsilon_r = M_{\text{фг}} - M_r; \quad \varepsilon_r = \frac{M_{\text{фг}} - M_r}{I_r};$$

$$I_d \varepsilon_d = M_{\text{фг}} - M_d; \quad \varepsilon_d = \frac{M_{\text{фг}} - M_d}{I_d}.$$

Тогда время буксования T будет

$$T = \frac{\omega_d - \omega_r}{\frac{M_{\text{фг}} - M_d}{I_d} + \frac{M_{\text{фг}} - M_r}{I_r}}.$$

Работа буксования есть разность работ: работы, отдаваемой ведущими частями фрикциона, и работы, получаемой ведомыми частями фрикциона. В связи с этим элементарная работа буксования фрикциона за бесконечно малый промежуток времени dt равна

$$dL = M_{\text{фг}}(\omega'_d - \omega'_r) dt.$$

Полная работа буксования за третий период определится интегрированием предыдущего выражения, т. е.

$$L = \int_{t_1}^{t_2} M_{\text{фг}}(\omega'_d - \omega'_r) dt = M_{\text{фг}} \int_0^T (\omega'_d - \omega'_r) dt.$$

Последний интеграл графически представляется площадью заштрихованного треугольника (см. фиг. 95), равной

$$\frac{1}{2} T (\omega_d - \omega_r).$$

В связи с этим полная работа буксования за третий период равна

$$L = \frac{T M_{\text{фг}}}{2} (\omega_d - \omega_r).$$

Далее, подставив в это выражение значения T , $\omega_d = \frac{\pi n_d}{30 i_r}$,

$\omega_r = \frac{\pi n_r}{30}$, $M_{\text{фг}} = \beta M_{\text{дmax}} i_r$ и приняв $\frac{\pi^2}{2 \cdot 30^2} \cong \frac{1}{180}$, получим

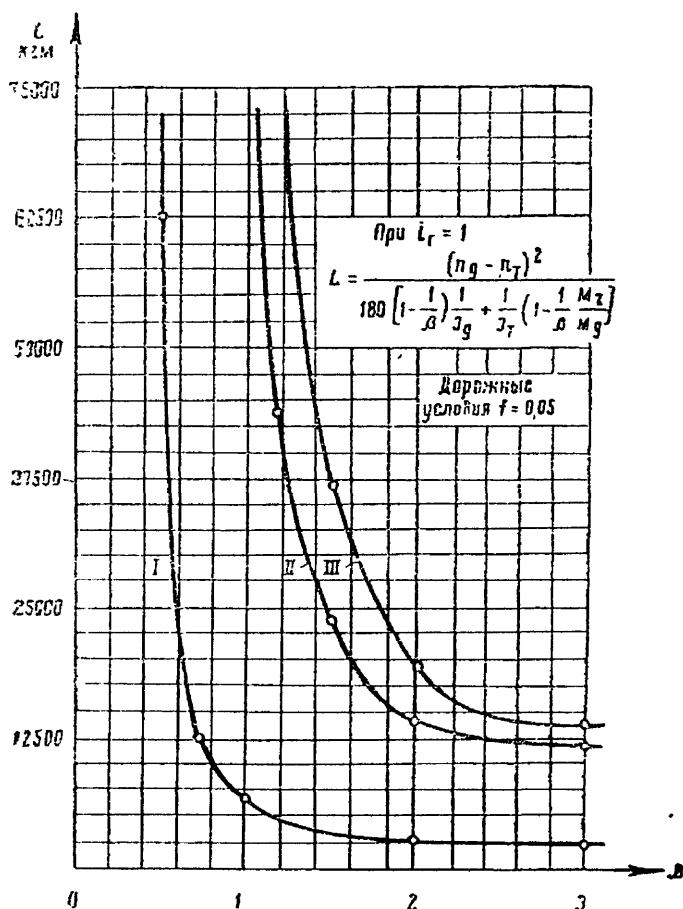
$$L = \frac{\left(\frac{n_r}{i_r} - n_r \right)^2}{180 \left[\frac{1}{I_d} \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) + \frac{1}{I_r} \left(1 - \frac{M_r}{\beta M_{\text{дmax}} i_r} \right) \right]} [\text{кгм}], \quad (46)$$

где n_d — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;
 n_r — число оборотов ведомых частей фрикциона в минуту перед его включением.

При пользовании формулой (46) нужно иметь в виду, что $M_{\text{д, max}}$ и M_r должны быть выражены в кгм и соответственно I_d и I_r — в кгмсек².

Из анализа формулы (46) следует:

1) Работа буксования зависит от коэффициента запаса фрикциона. С увеличением β работа буксования (фиг. 96) уменьшается,



Фиг. 96. Зависимость работы буксования фрикциона от его коэффициента запаса при трогании с места на I, II и III передачах

а следовательно, уменьшается и износ фрикциона. И, наоборот, с уменьшением коэффициента запаса фрикциона работа буксования, а следовательно, и износ фрикциона увеличиваются. Однако при выборе значений коэффициента запаса фрикциона необходимо иметь в виду характер зависимости работы буксования от выбранной

величины коэффициента запаса фрикциона. Из графика (см. фиг. 96) видно, что увеличение этого коэффициента для фрикционов, работающих всухую, свыше двух даст очень незначительное уменьшение работы буксования, и даже при $\beta = \infty$ работа буксования, как видно из формулы (46), не обращается в нуль, а имеет конечную величину, равную

$$L = \frac{\left(\frac{n_1}{i_r} - n_r \right)^2}{180 \left(\frac{1}{I_d} + \frac{1}{I_r} \right)},$$

т. е. дальнейшее увеличение коэффициента запаса фрикциона сверх двух мало влияет на уменьшение работы буксования, но вызовет значительное увеличение размеров фрикциона и переключку трансмиссии.

2) Работа буксования пропорциональна квадрату разности оборотов ведущих и ведомых частей фрикциона. Поэтому при трогании танка с места, когда $n_r = 0$, работа буксования максимальна.

При трогании танка с места и при переключении передач не следует чрезмерно повышать число оборотов коленчатого вала двигателя.

3) Работа буксования увеличивается с возрастанием приведенного момента инерции танка I_r . Этим объясняется повышение износа главного фрикциона с увеличением веса машины, например при ее модернизации, даже в том случае, если параметры двигателя и трансмиссии остаются неизменными. Очевидно, что для более тяжелых машин коэффициент запаса фрикциона β должен быть больше.

4) Для одного и того же танка и одинаковых условий движения приведенный момент инерции I_r и приведенный момент сопротивления M_r больше на высших передачах. Поэтому трогание танка с места на высших передачах, даже если это не вызывает заглохания двигателя, недопустимо по причине чрезмерного увеличения работы буксования.

4. Прочностной расчет деталей фрикциона

Этот расчет осуществляется по формулам курса деталей машин и для большинства деталей фрикциона является проверочным расчетом. При расчете деталей фрикциона запас прочности нужно брать порядка двух, учитывая возможность увеличения передаваемой нагрузки вследствие возникновения динамических усилий и моментов в связи с крутильными колебаниями. Расчет осуществляется по наибольшему моменту $M_d = M_{\max} i_r$, подводимому от двигателя к фрикциону.

а) Расчет зубьев диска трения фрикциона.

Зубья дисков трения фрикциона проверяются на напряжение смятия и среза. Расчетная формула для определения напряжения смятия может быть установлена следующим образом.

Сила, приходящаяся на зубья одного диска трения,

$$P = \frac{M_{\text{дmax}} i_l}{R_c \frac{z}{2}},$$

где $R_c = \frac{D_n + D_v}{4},$

D_n — диаметр диска трения по вершинам зубьев;
 D_v — диаметр диска трения по основаниям зубьев
 z — число пар трущихся поверхностей.

Тогда

$$P = \frac{4M_{\text{дmax}} i_r}{(D_n + D_v) \frac{z}{2}}.$$

Выразив рабочую поверхность, работающую на смятие, через параметры зубьев, получим, что напряжение смятия равно

$$\sigma = \frac{8M_{\text{дmax}} i_r}{\lambda n a \frac{z}{2} (D_n^2 - D_v^2)}, \quad (47)$$

где λ — коэффициент, учитывающий число зубьев, участвующих в работе; $\lambda = 0,75$;

a — толщина зуба;

n — число зубьев у диска трения.

В современных танковых фрикционах сухого трения $\sigma < 30 \text{ кг/см}^2$, для фрикционов, работающих в масле, σ достигает 80 кг/см^2 .

Расчет на напряжение среза необходимо осуществлять с учетом концентрации напряжений в месте перехода основания зуба на внутреннюю окружность диска трения. Напряжение среза определяется по следующей формуле

$$\tau = \frac{P}{\lambda n a b},$$

где b — ширина зуба у основания.

Подставив в эту формулу значение P , получим

$$\tau = \frac{4M_{\text{дmax}} i_r}{\lambda n a b \frac{z}{2} (D_n + D_v)}$$

Максимальное напряжение среза в месте концентрации равно

$$\tau_{\text{max}} = \alpha_\tau \tau,$$

где коэффициент концентрации $\alpha_\tau > 1$ и зависит от отношения $\frac{b}{\rho}$, где ρ — радиус галтели у основания зуба.

Коэффициент концентрации напряжений может быть для данного случая определен по формуле (получена обработкой экспериментальных данных)

$$\alpha_{\tau} = 1,2 \sqrt[4]{\frac{b}{r}}.$$

Формула действительна для соотношений $\frac{b}{r}$, близких к значению $\frac{b}{r}$ при нормальных галтелях.

В большинстве случаев напряжение среза получается ниже допустимых пределов для сталей, из которых изготовлены диски трения.

Расчет деталей механизма выключения

Прочность шариков механизма выключения проверяется по условной формуле, аналогичной применявшейся при расчете шариков опоры башни

$$k = \frac{P_{\max}}{nd^2 \cos \alpha} \text{ кг/см}^2;$$

где P_{\max} — максимальное суммарное усилие пружин фрикциона, кг;

n — число шариков (обычно $n = 3$);

d — диаметр шарика, см;

k — условное напряжение раздавливания шарика;

$$k < 200 \text{ кг/см}^2$$

α — угол наклона рабочего скоса лунки.

Напряжение смятия рабочих поверхностей лунок подвижной и неподвижной чашек определяется по формуле (30), которая применительно к данному случаю будет иметь следующий вид:

$$\sigma = 5400 \cdot \left(\frac{r_k - r}{r} \right)^{0,2} \sqrt[3]{\frac{P_{\max}}{nr^2 \cos \alpha} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}},$$

где r — радиус шарика, см;

r_k — радиус канавки, см (см. рис. 93, в).

Для цементированных поверхностей с твердостью примерно $R_c = 60$ допускается σ до 30000 кг/см².

Методика определения основных размеров пружин фрикциона.

Расчетом пружин обеспечивается надежность их работы и требуемая характеристика.

Исходной величиной для расчета пружин является ранее определенное усилие P , необходимое для сжатия дисков трения при включенном состоянии фрикциона. При выключенном состоянии фрикциона пружины сжаты силой P_{\max} . Для меньшего влияния

износа дисков трения на величину усилия пружины последние должны быть возможно более мягкими. Это обеспечивается выбором соответствующего соотношения $\lambda = \frac{P_{\max}}{P}$. Для танковых фрикционов при проектировании принимают $\lambda = 1,2$.

Итак, $P_{\max} = P\lambda$.

Задаваясь из конструктивных соображений числом пружин n и средним диаметром витка пружины D , по известной из курса деталей машины формуле определяется диаметр проволоки, из которой должна быть свита пружина,

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{\max}D}{\pi n \tau}}, \quad (48)$$

где $\tau \leq 6000 \text{ кг/см}^2$ — максимально допустимое напряжение кручения для хромо-вольфрамовой пружинной стали (50ХФА ГОСТ В-2052—45).

Пружины танковых фрикционов обычно имеют соотношение $\frac{D}{d}$ в пределах 6—10.

Прогиб (деформация) пружины при включенном состоянии фрикциона (фиг. 97)

$$f = \frac{8PD^3k}{Gnd^4},$$

где k — число рабочих витков пружины;

$G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости второго рода.

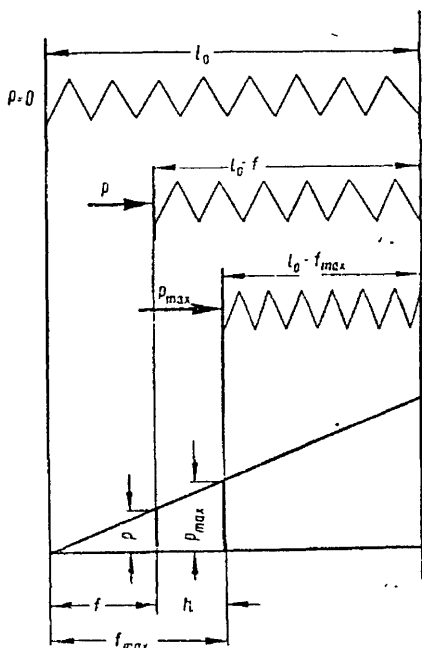
Прогиб (деформация) пружины при выключенном состоянии фрикциона

$$f_{\max} = f + h = \frac{8P_{\max}D^3k}{Gnd^4},$$

где h — ход нажимного диска при выключении фрикциона.

Вычитая из второго уравнения первое, получим

$$\begin{aligned} h &= \frac{8D^3k}{Gnd^4} (P_{\max} - P) = \\ &= \frac{8D^3k}{Gnd^4} P(\lambda - 1). \end{aligned}$$



Фиг. 97. Расчетные схемы пружины главного фрикциона

Зная, что ход нажимного диска $h = \delta z$, получим выражение для определения числа рабочих витков пружины

$$k = \frac{\delta z G n d^4}{8 D^3 P (\kappa - 1)}, \quad (49)$$

где δ — зазор между дисками трения (см. стр. 159);

z — число пар трущихся поверхностей.

Длина пружины в свободном состоянии равна

$$l_0 = f + h + (k + 2) d + (k + 1) \delta_1,$$

где $\delta_1 = 0,5 \div 1,5$ мм — зазор между витками пружины при ее максимальной деформации.

ГЛАВА 8

КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробкой передач называется агрегат трансмиссии, позволяющий изменять в широких пределах силу тяги на гусеницах и скорости движения танка за счет изменения передаточных чисел между двигателем и ведущими колесами.

Сопротивления, встречающиеся при движении танка, могут изменяться от минимального до максимального в 10—12 раз. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, устанавливаемые на современных танках, при полной подаче топлива (полном открытии дроссельной заслонки) способны изменять крутящий момент лишь на $10 \div 35\%$. Можно повысить пределы изменения крутящего момента, используя и частичные характеристики, путем установки на танке более мощного двигателя. Но это нецелесообразно, так как ведет к увеличению габаритов моторной установки, повышению расхода горючего и недоиспользованию мощности двигателя. Кроме того, такой двигатель все равно не обеспечит изменения скорости движения в требуемых пределах (10—12), так как устойчивые обороты его работы могут изменяться лишь в 3—4 раза. И, наконец, поршневые двигатели внутреннего сгорания не обладают реверсивностью.

Из сказанного вытекает основное назначение коробки передач:

- изменение сил тяги и скорости движения танка в более широких пределах, чем это возможно за счет регулирования двигателя;
- осуществление заднего хода;
- обеспечение запуска двигателя и работы его на стоянках за счет «нейтрального положения».

Коробка передач является обязательным агрегатом механических и гидромеханических трансмиссий танков.

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОРОБКАМ ПЕРЕДАЧ

К коробкам передач танков предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение танку высоких тяговых качеств;
- достаточная прочность, жесткость и износостойчивость;
- компактность, простота конструкции и минимальный вес;

- легкость управления;
- высокий коэффициент полезного действия

Рассмотрим, чем достигается выполнение этих основных требований.

Обеспечение танку высоких тяговых качеств достигается:

1. Достаточным диапазоном передач (скоростей) в соответствии с типовым расчетом. Диапазон выберется в зависимости от удельной мощности танка, чем больше удельная мощность, тем уже может быть диапазон. В среднем диапазон для танков находится в пределах 7—11.

2. Выбором соответствующего числа передач. Общее число передач для механической трансмиссии должно быть в пределах 5—8. Анализ динамики танка приводит к выводу о нецелесообразности иметь более восьми передач, так как даже при восьми передачах крайние из них являются резервными. Выбор числа передач необходимо увязывать с удельной мощностью танка: при высоких удельных мощностях можно иметь меньшее число передач.

3. Правильной разбивкой передаточных чисел промежуточных ступеней коробки передач. Первая передача выделяется как замедленная для преодоления особенно больших сопротивлений движению. Отношение передаточных чисел первой и второй передач обычно принимается равным $2\frac{1}{2}$ —2,5. Передаточные числа остальных ступеней располагаются по геометрической прогрессии со знаменателем

$$q = \sqrt[n-2]{\frac{d}{2\frac{1}{2} \cdot 2,5}},$$

где d — диапазон;

n — число передач.

Затем геометрическая прогрессия несколько корректируется путем сближения высших передач за счет увеличения разрыва между низшими передачами.

4. Быстротой переключения передач, которая достигается применением синхронизаторов и различных автоматических устройств.

Достаточная износоустойчивость, прочность и жесткость достигаются:

1. Полным исключением или хотя бы значительным снижением ударных нагрузок при переключении передач. Для этой цели применяются синхронизаторы, постоянное зацепление шестерен.

2. Достаточной жесткостью картера и валов, для чего выполняются перегородки и ребра в картере; наиболее нагруженные шестерни размещают ближе к опорам.

3. Применением устройств, предохраняющих от самовыключения и одновременного включения двух передач.

4. Применением косого зуба для цилиндрических шестерен и криволинейного — для конических.

5. Надежностью уплотнения и хорошей смазкой. Последнее достигается применением специальных маслосборников с отводом масла к поверхностям трения, а также масляных насосов (принудительная смазка), маслофильтров и охлаждающих радиаторов.

6. Правильным выбором материалов, допускаемых напряжений, правильным назначением механической и термической обработки.

Компактность, минимальный вес и простота конструкции достигаются:

1. Применением рациональных схем коробок передач, правильной их компоновкой.

2. Правильным выбором материалов для деталей коробки передач; допускаемыми напряжениями при расчете; конструктивными мероприятиями (применением неодинакового модуля для различных пар шестерен, уменьшением числа деталей и улучшением их технологичности и формы).

3. Назначением минимально допустимого числа передач.

4. Применением муфт переключения вместо кареток.

Легкость управления достигается:

1. Правильным выбором числа передач и передаточных чисел, обеспечивающих достаточное перекрытие тяговых характеристик на соседних передачах.

2. Применением синхронизаторов.

3. Правильной разбивкой передач.

4. Применением автоматики переключения передач.

Высокий коэффициент полезного действия обеспечивается:

1. Минимальным числом пар шестерен, находящихся в рабочем зацеплении.

2. Чистотой обработки, точностью изготовления и монтажа шестерен и валов, жесткостью всей конструкции.

3. Правильным подбором количества и качества смазки в коробке передач, фильтрацией масла в случае принудительной смазки.

4. Малым прогибом валов в месте расположения шестерен.

Кроме этих общих требований, к отдельным узлам коробок передач могут предъявляться специальные требования, на которых мы и остановимся.

Требования к опорам:

— опоры должны допускать удлинение вала при изменении температуры, для чего фиксация вала в осевом направлении производится только в одной опоре;

— опоры валов, несущих на себе конические шестерни, должны допускать независимую регулировку подшипников и зацепления конических шестерен;

— опоры должны обеспечивать надежную центровку валов.

Требования к валам:

— достаточная прочность;

- достаточная жесткость при нагружении изгибающими и крутящими моментами;
- надежное крепление шестерен и других деталей на валу;
- температурные удлинения не должны превышать допустимых предельных зазоров в зацеплении шестерен и в других деталях, связанных с валом.

Требования к муфтам переключения:

- легкость осевого перемещения;
- надежная фиксация в нейтральном и включенном положениях;
- форма торцов зубьев муфты должна исключать возможность утыкания зубьев муфты в зубья шестерни;
- муфты должны выполняться из материалов, обладающих большой ударной вязкостью для исключения возможности сколов зубьев.

Требования к уплотнениям:

- надежность работы, для чего уплотнение должно подбираться в соответствии с данными окружными скоростями и сортом смазки;
- малый износ уплотнения и уплотняемой поверхности.

Требования к картеру:

- жесткость конструкции, достигаемая конструктивной формой картера, оребрением, перегородками, применением достаточного числа стяжных болтов и шпилек;
- хорошая теплоотдача, для чего картер изготавливается из материалов с высокой теплопроводностью; ребра жесткости и перегородки располагаются так, чтобы не создавать застойных зон масла, наружные ребра располагаются вдоль потока охлаждающего воздуха;
- сообщение внутренней полости с атмосферой;
- надежное и удобное для центровки крепление в танке.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Применяемые на современных танках коробки передач можно разбить на следующие основные группы.

По характеру изменения передаточного числа:

1. Ступенчатые коробки передач.
2. Непрерывные.

Ступенчатые коробки передач изменяют передаточные числа ступенями, причем число ступеней в механических трансмиссиях обычно не превышает восьми. Непрерывные коробки передач в определенных пределах осуществляют любое передаточное число в зависимости от сопротивления движению. Механические коробки передач такого типа еще не получили распространения ввиду их низкой надежности.

Подобными свойствами в известной степени обладают гидромеханические передачи, у которых в определенном диапазоне осу-

— осуществляется автоматическое изменение передаточного числа гидротрансформатором. Гидромеханические трансмиссии применяются на американских танках. Электротрансмиссия также обеспечивает непрерывность в определенных пределах. Однако в настоящее время она еще обладает большим весом, громоздка и поэтому на танках не применяется.

По конструктивному признаку:

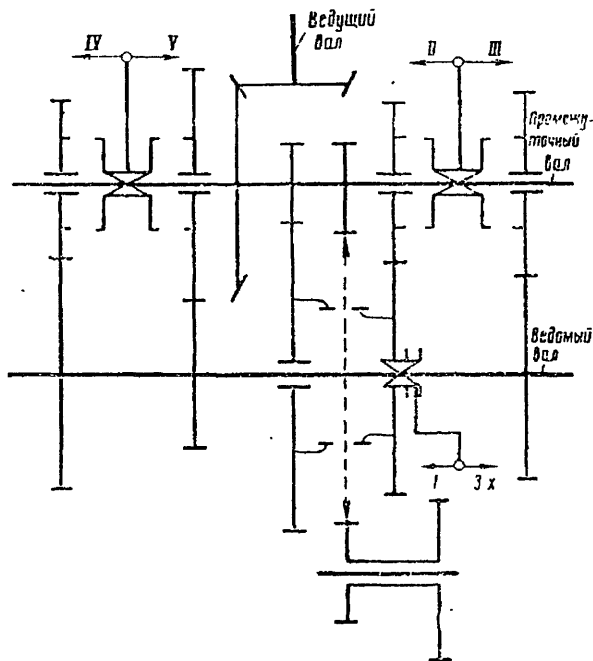
1. Коробки с неподвижными осями — простые.
2. Коробки с наличием подвижных осей — планетарные.

Коробки с неподвижными осями широко применяются на современных танках. Они просты по конструкции и достаточно надежны в работе. В планетарных коробках передач часть шестерен, помимо относительного вращения вокруг своих осей, имеет переносное вращение вместе с осями. Планетарные коробки передач обладают серьезными достоинствами и получают все более широкое применение на танках. Подробно они рассмотрены в следующей главе.

По кинематической схеме.

По кинематическим схемам простые коробки передач классифицируются по числу валов, шестерни которых участвуют в создании диапазона коробки передач.

1. Двухвальные (фиг. 98).

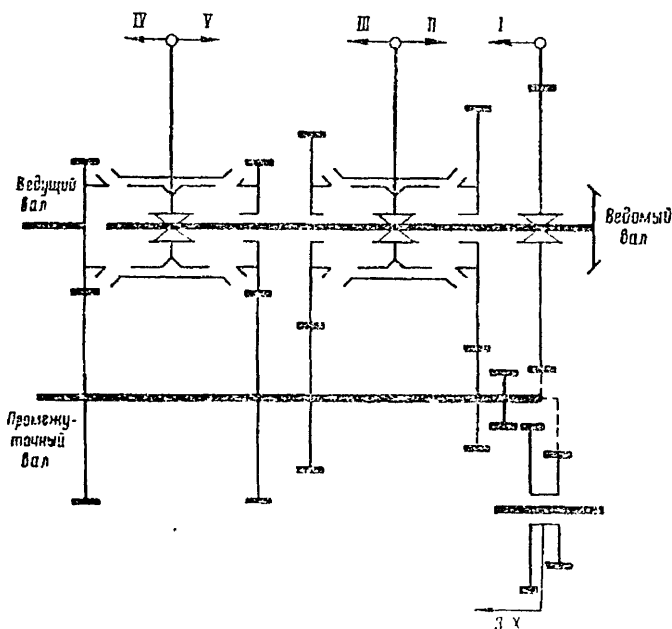


Фиг. 98. Схема двухвальной коробки передач

Приведенная на фиг. 98 кинематическая схема коробки с поперечным расположением валов используется при кормовом расположении трансмиссии. Включение передач показано стрелками. Коробки передач такого типа просты по конструкции и обладают достаточной надежностью в эксплуатации. На всех передачах (кроме заднего хода) в рабочем зацеплении находится одна пара цилиндрических шестерен, благодаря чему достигается высокий к.п.д. Если трансмиссия располагается в носовой части, то чаще применяются коробки с продольным расположением валов.

Основным недостатком этих коробок передач является невозможность осуществления в них большого числа передач и большого диапазона, вызывающего чрезмерное увеличение размеров шестерен. Невозможно также получить прямую передачу.

2. Трехвальные (двухосные), с совмещением осей ведущего и ведомого валов (фиг. 99).



Фиг. 99. Схема трехвальной двухосной коробки передач

Коробки передач такого типа заимствованы из автомобилей (поэтому их часто называют автомобильными). Применялись они на легких танках, причем в большинстве случаев при носовом расположении трансмиссии. К положительным качествам таких коробок относятся: возможность осуществления большего числа передач и большего диапазона по сравнению с двухвальными, наличие пря-

зой передачи, малые габариты. Из недостатков можно отметить: на всех передачах, кроме прямой, в рабочем зацеплении находятся две или три (задний ход) пары шестерен, что несколько снижает к.п.д.; более сложная конструкция по сравнению с двухвальными.

3. Трехвальные с поперечным расположением валов (фиг. 100).

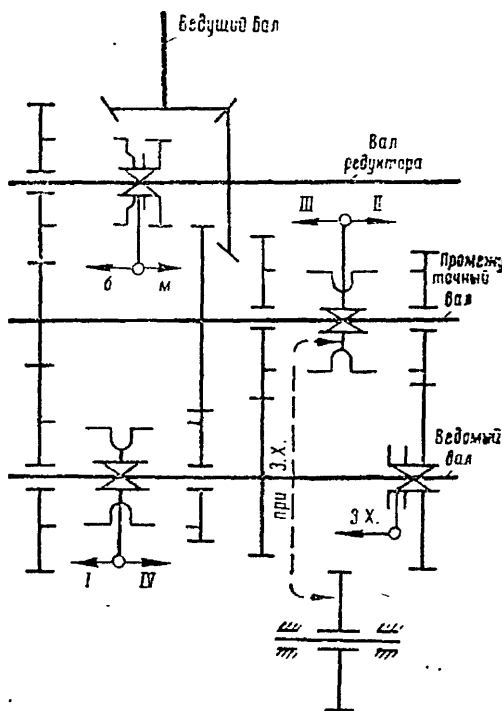
Такого типа коробки передач применяется на тяжелых танках при кормовом расположении трансмиссии. Применение редуктора позволяет получить большое число передач и большой диапазон при малых габаритах коробки. Шестерня заднего хода находится в постоянном зацеплении с муфтой II—III передач. Последняя при включении заднего хода работает как шестерня. Однако наличие редуктора не дает возможности осуществить рациональную разбивку передач. Привод коробки сложен ввиду наличия двух рычагов: одного для управления коробкой, другого — редуктором.

Трехвальная коробка передач с продольным расположением валов показана на фиг. 101.

Включение передач видно из кинематической схемы. Каждая передача от третьей до седьмой образуется одной парой шестерен, установленных на ведущем и ведомом валах. Первая и вторая передачи образуются тремя парами шестерен (1—2, 3—4, 7—8; 1—2, 3—4, 5—6). Коробка имеет малые габариты и на основных передачах III—VII обладает высоким к.п.д.

4. Двухосная с «разрезными» валами (фиг. 102).

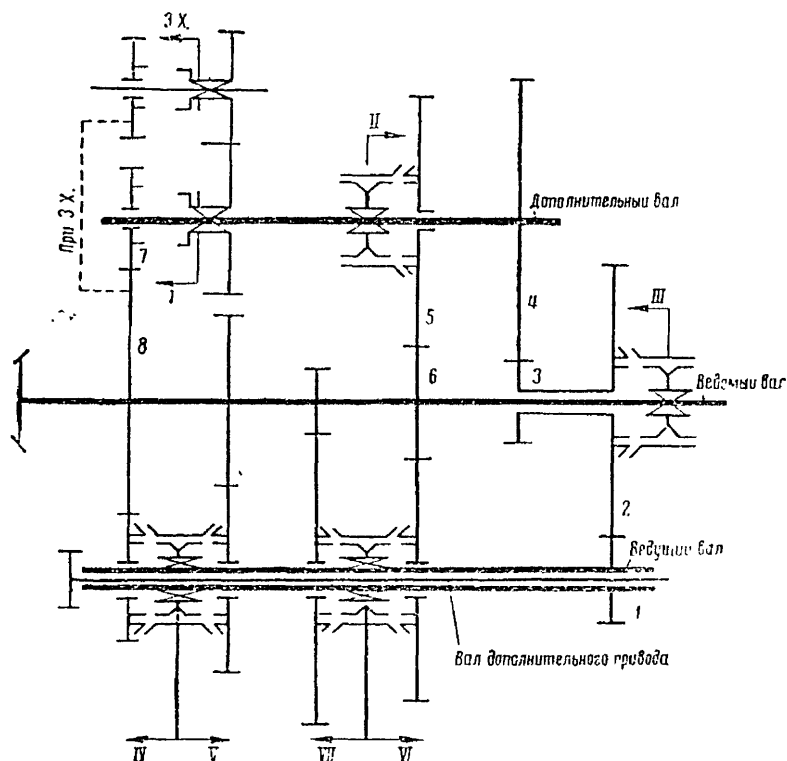
Такие коробки устанавливались на тяжелых (а ранее и на средних) немецких танках при носовом расположении трансмиссии. Основной особенностью этих коробок является отсутствие сплошных валов (отсюда и название — с разрезными валами).



Фиг. 100. Схема трехвальной коробки передач с поперечным расположением валов

Главный фрикцион 4 расположен внутри картера и работает в масле. Четыре пары шестерен находятся в постоянном зацеплении. Для образования передачи шестерни блокируются между собой при помощи муфт, причем муфты попарно (1—5, 11—6, 10—7) имеют отдельный привод, действующий таким образом, что если муфта 1(11) включается, то муфта 5(6) выключается, и наоборот. Муфты 7 и 10 управляются рычагом реверса; при помощи 11 устанавливается нейтральное положение, передний (муфтой 7) или задний (муфтой 10) ход. Коробка снабжена центральными синхронизаторами: ускорителем 3 и тормозом 2. Имеются также тормоза второго и последнего рядов шестерен.

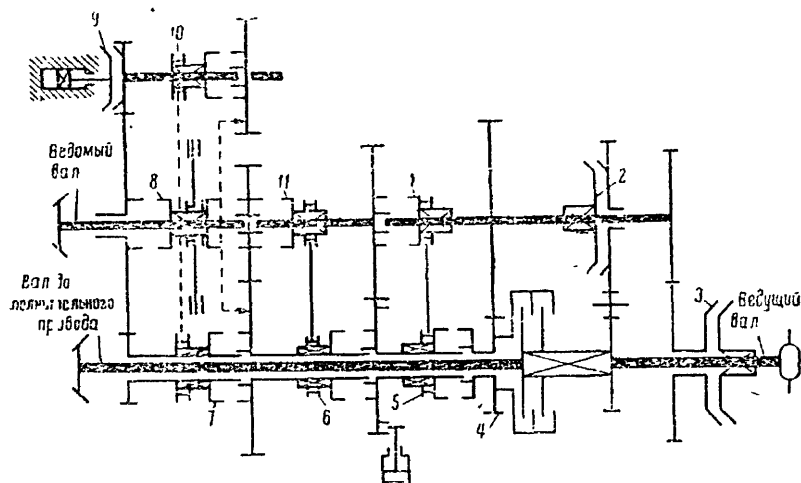
За счет различных комбинаций включения муфт 1, 11, 8, 6 и 5; (муфта 7 при переднем ходе всегда включена) получается восемь передач переднего хода. При включении муфты 10 (муфта 7 при этом выключается) можно получить четыре передачи заднего хода.



Фиг. 101. Схема трехвальной коробки передач с продольным расположением валов

Коробка позволяет получить большое число передач и большой диапазон, она обладает малыми габаритами за счет малого числа шестерен. Но подобные коробки сложны по конструкции; на неко-

торых передачах в рабочем зацеплении находятся три пары шестерен, что снижает к.п.д. В коробке много управляемых элементов (муфты, синхронизаторы), включение и выключение которых ручным приводом невозможно, поэтому для управления ими обязательно требуются автоматические устройства.



Фиг. 102. Схема двухосной коробки передач с „разрезными“ валами

§ 3. КОНСТРУКЦИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

На сегодня создано большое количество разнообразных конструкций танковых коробок передач. Мы ограничимся рассмотрением лишь некоторых, наиболее характерных.

На фиг. 103 показана пятиступенчатая коробка передач танка Т-34 с постоянным зацеплением шестерен.

Диапазон коробки — 7,3. Цилиндрические шестерни с прямыми зубьями и одинаковым модулем — 9 мм; конические шестерни с криволинейными зубьями и модулем — 7,5 мм. Картер выполнен из алюминиевого сплава и имеет разъем в горизонтальной плоскости, чем достигается легкость сборки и разборки коробки. Ведущий вал 17 установлен на трех подшипниках в специальном стакане; прокладками 2 регулируются зазоры в упорном 4 и радиально-упорном 3 подшипниках. Прокладками 18, 16 регулируется зацепление конических шестерен. Промежуточный вал 13 установлен на трех опорах; осевые усилия воспринимает средняя опора, состоящая из двух радиально-упорных подшипников 11, для регулировки зазора в которых используются прокладки 12. Наружные кольца 6, 14 концевых роликовых подшипников в осевом направлении не фиксируются, чем обеспечивается возможность свободного температурного удлинения вала. Часть шестерен на валу установлена на игольчатых подшип-

никах, часть — на шлицах. Включение передач производится с помощью муфт 5, 15 и шестерни-каретки 9. Главный (ведомый) вал 10 установлен также на трех опорах; наружные кольца 7 концевых роликовых подшипников закреплены в обоймах, поэтому при температурных удлинениях вала внутренние кольца подшипников вместе с роликами смещаются относительно наружных колец. Блок шестерен 19 заднего хода установлен на оси на двух подшипниках с витыми роликами. В качестве уплотнений ведущего и главного валов применены войлочные кольца 1, 8. Следует отметить, что в данных условиях надежность работы войлочных колец недостаточна.

Восьмиступенчатая коробка передач танка ИС-3 (фиг. 104) имеет также постоянное зацепление шестерен.

Диапазон коробки — 10. Цилиндрические и конические шестерни имеют прямые зубья и одинаковый модуль — 8 мм. Картер коробки чугунный с разъемом в горизонтальной плоскости.

В целях уменьшения длины коробки промежуточный вал 1 расположен ниже плоскости разъема. Ведущий вал 9 установлен в стакане на шариковых подшипниках; осевые усилия воспринимаются средним подшипником 10. Смазка подшипников осуществляется из маслосборника в верхней половине картера через сверления в картере и стакане. Уплотнение состоит из войлочного кольца 8 и лабиринта 7. Прокладками 6 регулируется зазор в зацеплении конических шестерен. Вал 3 редуктора имеет две опоры. Одна является жесткой осевой опорой вала (воспринимает осевые и радиальные усилия) и выполнена из двух радиально-упорных подшипников 12, закрепленных наружными кольцами в стакане при помощи гайки 15, позволяющей регулировать зазор в подшипниках. Внутренние кольца подшипников 12 установлены на втулке 14, закрепленной на валу болтом 13 и шайбой. Прокладки 11 предназначены для регулировки зазора в зацеплении конических шестерен. Смазка к подшипникам поступает через радиальное сверление в стакане между наружными кольцами подшипников 12.

Вторая опора вала — шариковый подшипник 4, у которого наружное кольцо имеет возможность осевого смещения при температурных удлинениях вала. Благодаря большим размерам шестерен, установленных на валах свободно, их опоры выполнены в виде шариковых подшипников, обладающих высокой работоспособностью и упрощающих конструкцию узлов. Промежуточный вал 1 от осевых смещений фиксируется шариковым подшипником 18. Смазка к подшипнику 18 и подшипникам шестерен 16 поступает из специального маслосборника верхней половины картера через сверления и полость 17, осевое и радиальные сверления вала. К роликовому подшипнику 2 смазка также поступает из маслосборника. Жесткой осевой опорой ведомого вала является шариковый подшипник 21.

Уплотнения выполнены в виде войлочных колец 20. Включение передач осуществляется муфтами 19, 23 и шестерней-кареткой 22; включение редуктора производится кареткой 5.

Коробка передач танка Т-V (фиг. 105) имеет семь передач переднего хода. Шестерни с косыми зубьями находятся в постоянном зацеплении. Расположение валов продольное (трансмиссия размещена в носовой части танка). Диапазон — 13,4.

Коробка с синхронизаторами обладает плотной компоновкой и малыми габаритами. Последнее достигнуто за счет применения нескольких модулей для шестерен от 3,0 до 6,75 (в зависимости от их нагруженности); модуль конической шестерни — 8. Картер чугунный, имеет два разъема в горизонтальных плоскостях. Ведущий вал 20 установлен на двух опорах и через ступицу шестерни 15 связан с ведомым валом 14 главного фрикциона. От осевых смещений вал фиксируется двухрядным шариковым подшипником 16.

Все шестерни установлены на валу на подшипниках (кроме шестерни 15). Ввиду малых размеров шестерни 19 ее роликовые подшипники не имеют наружных колец. Вал 21 соединяет ведущий вал главного фрикциона с механизмом поворота независимо от коробки передач.

Дополнительный вал 25 имеет две опоры и от осевых смещений фиксируется шариковым подшипником 5. Вал сильно нагружен; для увеличения его жесткости шестерни размещены около опор и вал имеет большой диаметр. Роликовые подшипники шестерни 1 выполнены без колец, так как последние не размещаются в данных габаритах шестерни. Подшипники сильно нагружены, поэтому к ним подводится смазка через осевое и радиальное сверления вала.

Ведомый вал 12 установлен на трех опорах. От осевых смещений вправо вал фиксируется роликовым подшипником 3, от смещения влево — опорами конической шестерни. Шестерни 2, 4 крепятся на валу на шлицах, шестерни высших передач 18, 17 — на шпонках.

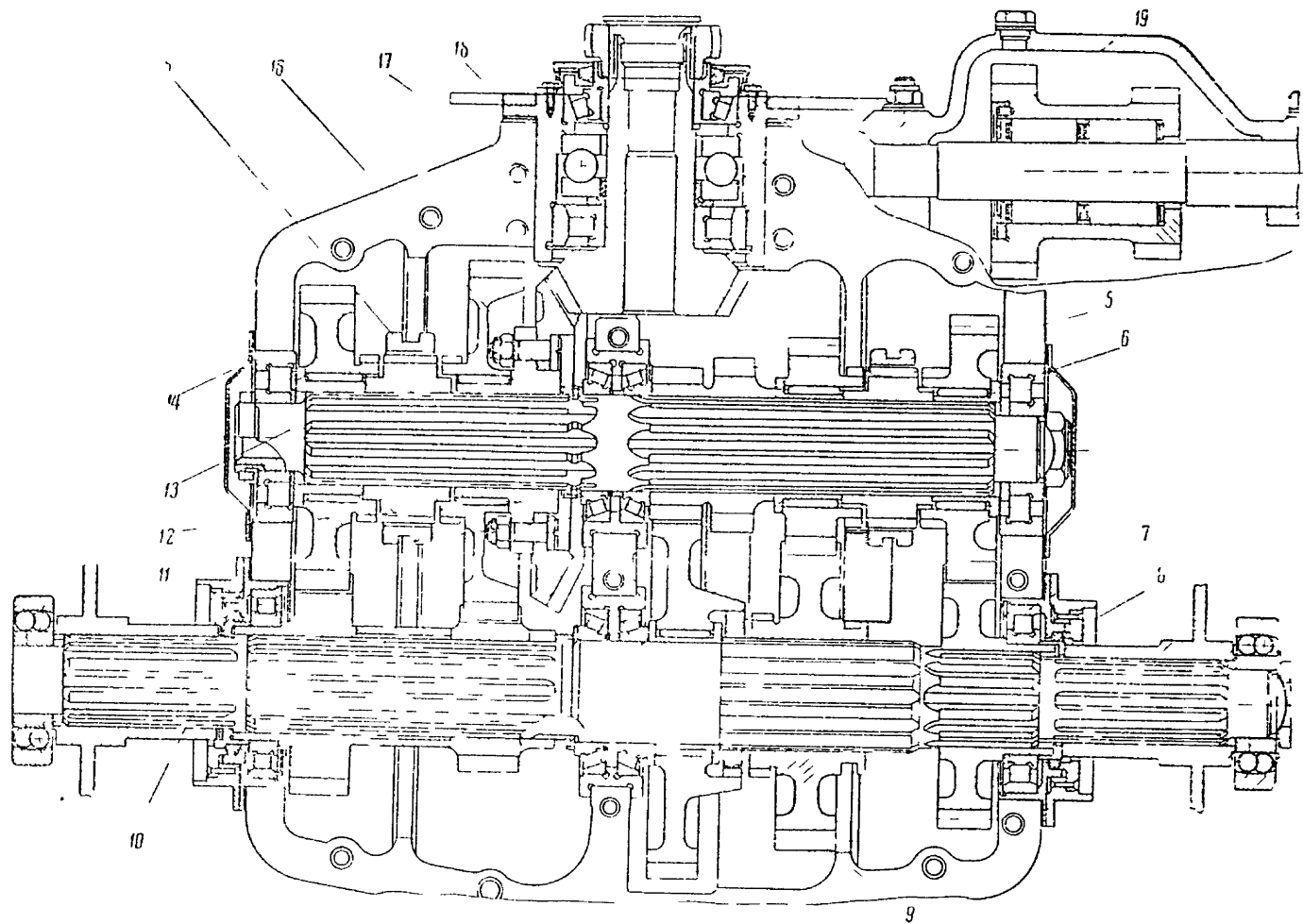
На роликовых подшипниках на валу установлена шестерня 10, на ее ступице на шпонке крепится шестерня 9. От осевых смещений последняя удерживается сухарями 13, закрепленными болтами в радиальных пазах шестерни 9. Коническая шестерня 23 ведомого вала установлена на двух подшипниках; осевые усилия воспринимает шариковый подшипник 22. Поскольку ступица шестерни непосредственно закреплена в опорах, то изгибающий момент от сил, действующих на коническую шестерню, валу не передается.

Валик заднего хода 8 имеет две опоры, шестерня-каретка 7 установлена на нем на подшипнике скольжения.

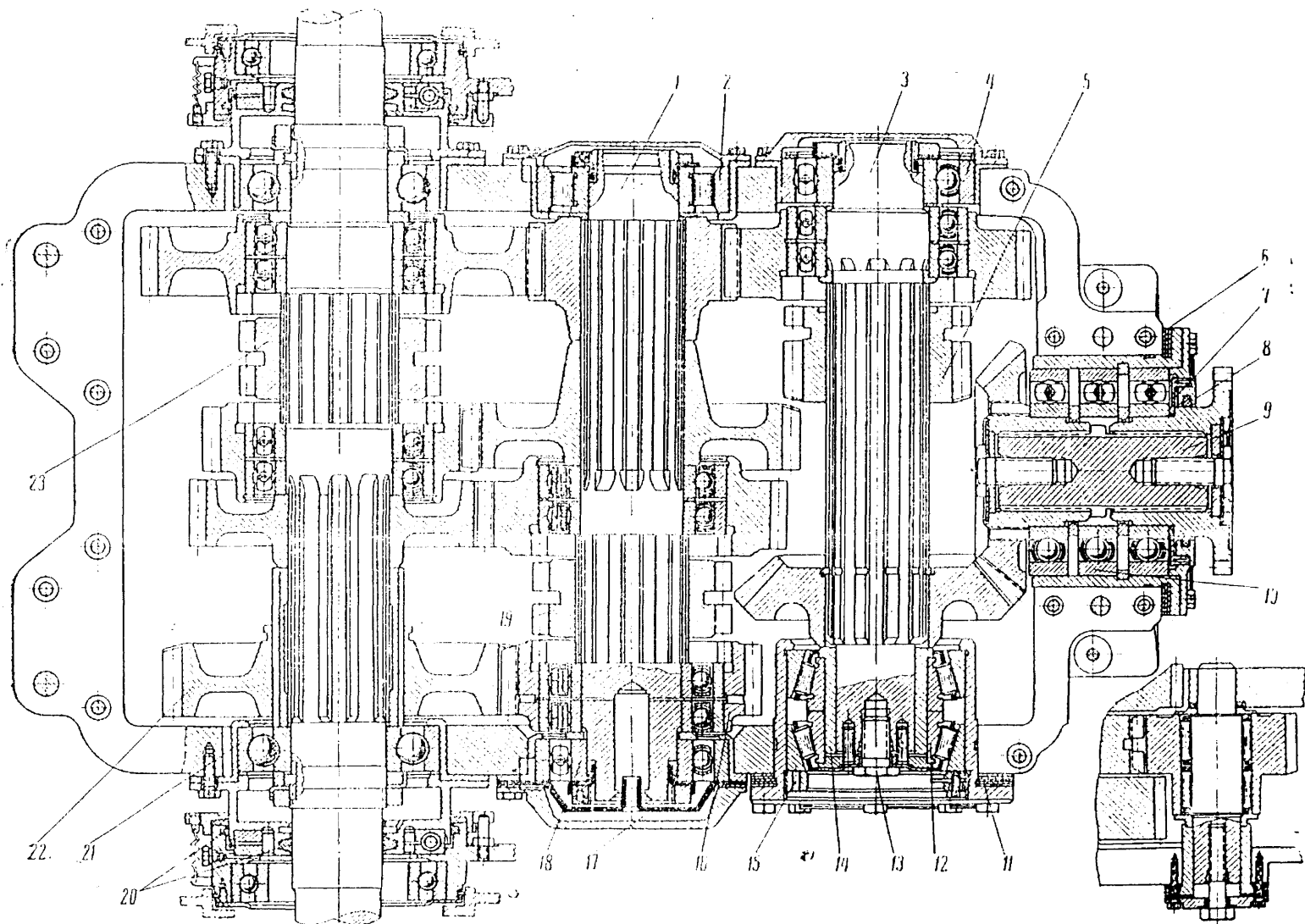
Для осевой фиксации деталей на валах широко использованы малогабаритные конструкции из врезных полуколец с напрессованными на них стопорными кольцами 11, 24, 6. Для смазки установлен шестеренчатый насос и фильтр.

На фиг. 106 представлена коробка передач танка Т-VI с «разрезными» валами; диапазон коробки 16.

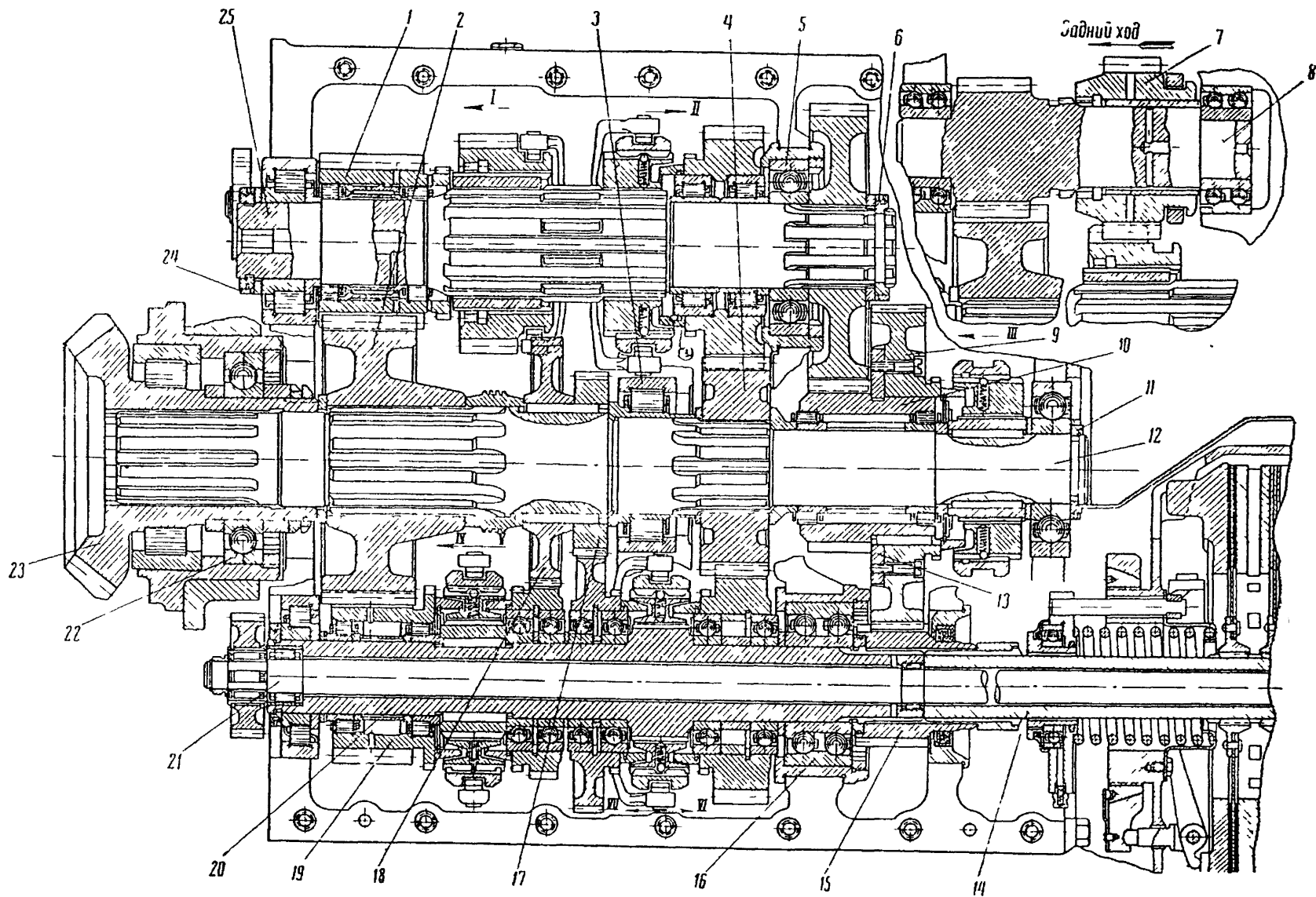
Цилиндрические шестерни, кроме 5, 7, с косыми зубьями имеют модули от 3,0 до 5,5, модуль конической шестерни — 7,5. В картере



Фиг. 103. Коробка передач танка Т-34



Фиг. 104. Коробка передач танка Т-34



Фиг. 105. Коробка передач танка Т-5

коробки размещены: главный фрикцион 13, ускоритель 14 и тормоз 15. Вал 6 связывает ведущие детали главного фрикциона с механизмом поворота, минуя коробку передач.

Картер чугунный, с большим числом перегородок и ребер, с разъемом в вертикальной плоскости. В стенках картера выполнены масляные магистрали систем автоматиче-ского переключения передач и смазки.

Как видно из фиг. 106, коробка не имеет сплошных валов, каждая шестерня установлена отдельно на двух подшипниках. Осевые усилия, возникающие на косозубых шестернях 1, 2, 3, воспринимаются шариковыми подшипниками 4, 16. Осевые усилия шестерен 9, 10, 11 воспринимаются подшипниками 8, 12. Установка каждой шестерни на двух опорах создает большую жесткость и благоприятные условия работы их зубьев.

Ввиду ограниченных габаритов часть роликовых подшипников не имеет наружных, а другая часть — внутренних колец. Передача момента в осевом направлении достигается блокировкой соседних шестерен при помощи кулачковых муфт, установленных на шлицеванных ступицах шестерен.

Шестерни, участвующие в передаче мощности на передачах переднего хода, приведены в табл. 12.

Таблица 12

ЛМК передач	1	2	3	4	5	6	7	8
Шестерни, находящиеся в рабочем зацеплении	11-1	11-1	10-2	7-5	11-1	11-1	10-2	9-3
	3-9	2-10	3-9			2-10		
	7-5	7-5	7-5			9-3		

На четырех передачах заднего хода мощность передается через шестерни первых четырех передач переднего хода, кроме шестерни 7, и дополнительный блок шестерен (см. кинематическую схему фиг. 102).

§ 4. РАСЧЕТ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

С помощью расчета определяются основные кинематические и прочностные данные коробки передач при ее проектировании. Для выполненных конструкций может быть проведен поверочный расчет с целью выявления прочности и износоустойчивости деталей. При проектировании коробки передач сначала определяют приближенным расчетом размеры основных деталей, а подробные расчеты выполняют, как поверочные после эскизной компоновки.

При проектировании коробки целесообразно придерживаться приведенной ниже последовательности расчета:

- 1) определение передаточных чисел в отдельных агрегатах трансмиссии и выбор кинематической схемы коробки передач;
- 2) расчет шестерен на прочность и износостойчивость;
- 3) расчет валов на прочность и жесткость и расчет шлицевых соединений;
- 4) определение работоспособности подшипников;
- 5) расчет синхронизаторов.

1. Определение передаточных чисел отдельных агрегатов трансмиссии.

Для решения поставленной задачи из тягового расчета необходимо знать максимальную скорость движения танка V_m и соответствующие ей обороты двигателя n_N ; из расчета ходовой части — число зубьев ведущего колеса z и шаг трака l .

Радиус ведущего колеса $R_{в.к}$ находим из соотношения

$$R_{в.к} = \frac{zl}{2\pi}.$$

Между максимальной скоростью движения танка, соответствующими ей оборотами двигателя и передаточным числом трансмиссии существует зависимость

$$V_m = \frac{2\pi R_{в.к} n_N 3,6}{60 i_{tm}} = 0,377 \cdot \frac{R_{в.к} n_N}{i_{tm}},$$

отсюда получим минимальное передаточное число трансмиссии на высшей m передаче i_{tm} :

$$i_{tm} = 0,377 \frac{R_{в.к} n_N}{V_m}, \quad (50)$$

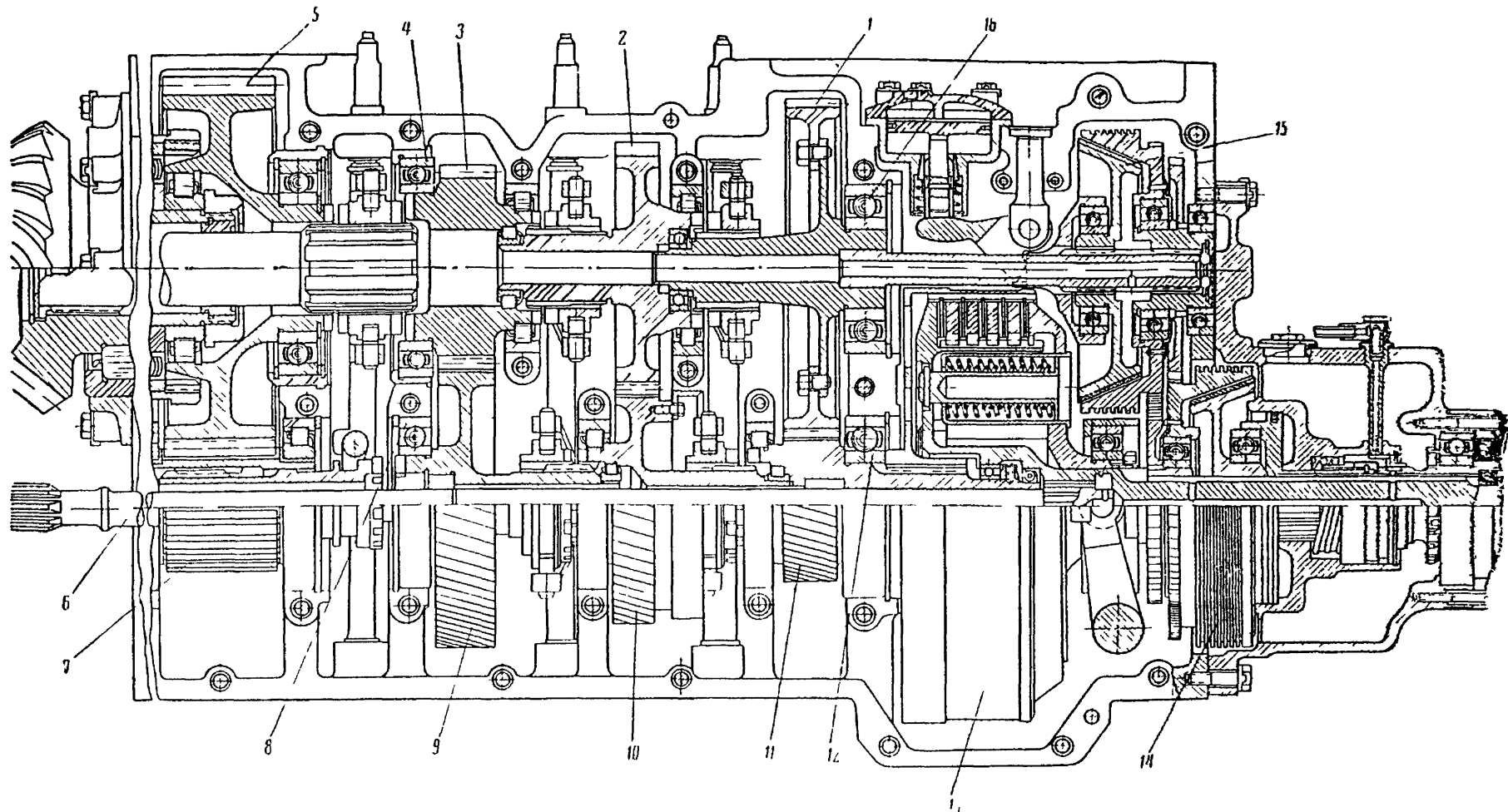
где V_m в км/час; $R_{в.к}$ в м; n_N об/мин.

Далее необходимо выбрать тип бортовой передачи. Если выбрана двухрядная бортовая передача, в которой может быть реализовано большое передаточное число, то минимальное передаточное число коробки передач назначается с учетом максимально допустимых оборотов ведомого вала коробки передач. Для коробок передач средних и тяжелых танков подшипники качения главного вала получают больших размеров и максимально допустимое для них число оборотов $n_{в.макс}$ в соответствии с каталожными данными не превосходит 4000—5000 об/мин. Тогда передаточное число коробки передач на высшей m ступени i_{km} будет



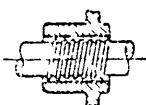
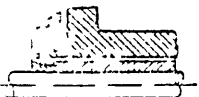

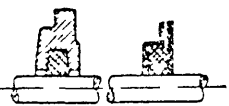
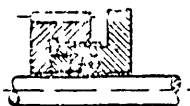
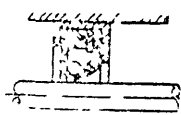
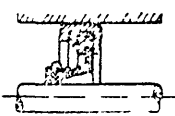
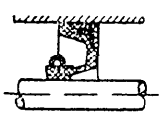
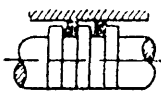

$$i_{km} = \frac{n_N}{i_r n_{в.макс}}, \quad (51)$$

где i_r — передаточное число от двигателя к коробке передач.

В большинстве случаев i_r равно единице. Если же по общей компоновке танка для передачи вращения от двигателя к коробке



Фиг 106. Коробка передач танка Т-6

Наименование уплотнений	Эскизы уплотнений	Рекомендуемые окружные скорости <i>м сек</i>
Безконтактные Котыцевые канавки		от 15 и выше
Отражательные бурты кольцевые канавки		от 15 и выше
Маслосгонная резьба		от 10 и выше
Маслоотражательная шайба		от 15 и выше
Лабиринт		от 10 и выше
Контактные Войлочное кольцо		до 4 10
Волочное кольцо (под- жимное)		до 4—10
Самоподжимное (кожаное)		до 8
Самоподжимное (из спе- циальной резины)		до 15
Самоподжимное армиро- ванное		до 15
Пружинные кольца		до 10—12
Торцевое		до 20

передач необходим редуктор, то при использовании двигателей двигателя его целесообразно выполнять в виде ускоряющей передачи ($i_r < 1$).

Далее определяют передаточное число бортовой передачи, пользуясь зависимостью

$$i_{r,n} = i_r i_{k,n} i_{ч,n} i_{б,n},$$

где $i_{б,n}$ — передаточное число бортовой передачи;

$i_{ч,n}$ — передаточное число механизма поворота при прямолинейном движении, обычно равное единице или известное из тягового расчета поворота танка.

Тогда

$$i_{б,n} = \frac{i_{r,n}}{i_r i_{k,n} i_{ч,n}}. \quad (52)$$

Если выбрана однорядная бортовая передача, то ее передаточное число $i_{б,n}$ назначают максимально возможным по условию размещения в танке для одной пары шестерен:

$$i_{б,n} = 5 \div 6,5$$

и находят передаточное число коробки на высшей ступени

$$i_{k,n} = \frac{i_{r,n}}{i_r i_{ч,n} i_{б,n}},$$

затем проверяют максимальное число оборотов ее ведомого вала

$$n_{в\max} = \frac{n_N}{i_r i_{k,n}} \leq (4000 \div 5000),$$

которое не должно превышать максимально допустимых чисел оборотов выбранных подшипников качения ведомого вала.

Передаточное число коробки на первой передаче i_{k_1} определяется из условия преодоления наибольшего суммарного сопротивления движению: $f_c = 0,65$.

Используя выражение

$$f_{д_1} = \frac{M_{дN} i_{k_1} i_r i_{б,n} i_{ч,n} \eta_{г_1}}{R_{вк} G}$$

и полагая $f_c = f_{д_1}$, получим

$$i_{k_1} = \frac{0,65 R_{вк} G}{M_{дN} i_{б,n} i_{ч,n} i_r \eta_{г_1}}, \quad (53)$$

где G — вес танка, кг;

$M_{дN}$ — свободный крутящий момент двигателя в режиме максимальной мощности, кгм;

$\eta_{г_1}$ — к.п.д. танка на первой передаче (учитывающий потери в трансмиссии и ходовой части).

Из полученных данных определяется диапазон передач

$$d = \frac{i_{k_1}}{i_{k,n}}. \quad (54)$$

В зависимости от полученной величины диапазона выбирается та или иная кинематическая схема коробки передач. Для обеспечения диапазона в пределах семи применимы двухвальные коробки передач. При большем диапазоне целесообразнее применять трехвальные коробки передач или коробки передач с разрезными валами, так как габариты двухвальных коробок с большим диапазоном значительно возрастают.

По имеющимся передаточным числам и кинематической схеме коробки передач производят подбор чисел зубьев шестерен, удовлетворяя следующим требованиям: габаритные размеры коробки передач должны быть минимальными при числе зубьев наименьшей шестерни не менее 12; передаточное число пары шестерен не должно превосходить 3; обороты шестерен под нагрузкой и вхолостую должны допускать использование стандартных подшипников качения.

2. Расчет шестерен.

Зубья шестерен танковых коробок передач подвергаются прочностному расчету на изгиб и дополнительно рассчитываются на износ по максимальным напряжениям смятия.

Прочностной расчет зубьев шестерен.

Располагая передаточными числами, числом зубьев шестерен, моментом на ведущем валу коробки передач и системой зацепления, можно перейти к определению модуля, необходимого для получения размеров шестерен при эскизном проектировании.

Для определения модуля m цилиндрической шестерни с прямыми зубьями воспользуемся формулой *

$$\sigma = \frac{P_p}{y b t k_e},$$

где P_p — расчетное окружное усилие на зубьях шестерни, кг;

b — длина зуба, см;

t — шаг зацепления, см;

y — коэффициент формы зуба (берется из таблиц или для укороченных зубьев $k_r = 0,8$ m подсчитывается по

$$\text{формуле } y = 0,172 - \frac{1,15}{z} + \frac{4,5}{z^3};$$

k_e — поправка на коэффициент перекрытия. В предварительных расчетах часто принимают $k_e = 1,15 \div 1,20$;

z — число зубьев шестерни.

Производя в формуле подстановку

$$P_p = \frac{2M_p}{zm},$$

$$t = \pi m,$$

$$b = \phi m,$$

* Миловидов С. С., Детали машин, ч III, изд. Академии БТВ, 1951.

после несложных преобразований найдем

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,64 M_p}{y z \psi k_z [\sigma]_H}} \quad [\text{см}], \quad (55)$$

где ψ — коэффициент относительной длины зуба, выбираемый в пределах $\psi = 5 \div 10$;

$[\sigma]_H$ — допускаемое напряжение изгиба зуба, кг/см^2 ;

M_p — расчетный крутящий момент на шестерне, кгсм .

Расчетная нагрузка при эскизном проектировании берется равной максимальной нагрузке, действующей продолжительное время:

$$M_p = M_{d \max} i \quad [\text{кгсм}], \quad (56)$$

где $M_{d \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, кгсм ;
 i — передаточное число от двигателя к валу рассчитываемой шестерни.

Потерями энергии на пути от двигателя к коробке передач пренебрегаем.

Число нагружений, характер нагрузки, точность изготовления шестерен учитываются при детальном поверочном расчете по методу курса деталей машин, а здесь они учитываются косвенно, назначением определенных допустимых напряжений изгиба.

Для высококачественных материалов шестерен коробок передач отечественных танков напряжение изгиба для шестерен низших передач не превосходит 5000 кг/см^2 , а для высших передач вследствие применения одинакового модуля получается не более 1200 кг/см^2 .

По формуле (55) определяется модуль ведущей шестерни низшей передачи, а по нему — размеры пары шестерен. Затем определяются модули и размеры остальных пар шестерен. В большинстве выполненных коробок передач применяется один модуль для всех цилиндрических шестерен, хотя для уменьшения габаритов коробки передач целесообразно задавать различные модули в соответствии с нагрузкой на ту или иную пару шестерен.

Замечания о расчете косозубчатых и конических шестерен.

Цилиндрические шестерни с косым зубом рассчитываются по аналогичной формуле

$$m_H = \sqrt[3]{\frac{0,64 M_p \cos \beta}{y_H \psi_H z k_z [\sigma]_H}},$$

где m_H — нормальный модуль зацепления, $m_H = m_s \cos \beta$;

m_s — торцовый модуль зацепления;

β — угол наклона зубьев к оси шестерни;

ψ_H — отношение ширины шестерни к нормальному модулю (≈ 10);

y_n — коэффициент формы профиля, который берется из тех же таблиц для числа зубьев $z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ или подсчитывается по формуле

$$y_n = 0,172 - \frac{1,15 \cos^3 \beta}{z} + \frac{4,5 \cos^6 \beta}{z^2};$$

k_z — поправка на коэффициент перекрытия.

Прямозубые конические шестерни рассчитываются по формуле

$$m_c = \sqrt[3]{\frac{0,64 M_p}{y_{\phi c} z k_z [\sigma]_{нз}}};$$

где m_c — модуль зацепления в среднем сечении зуба;

y — коэффициент формы профиля, определяемый из тех же таблиц для числа зубьев $z' = \frac{z}{\cos \delta}$ или подсчитываемый по формуле

$$y = 0,172 - \frac{1,15 \cos \delta}{z} + \frac{4,5 \cos^3 \delta}{z^2};$$

δ — половина угла при вершине начального конуса;

ψ_c — отношение длины зуба к модулю в среднем сечении назначается с таким расчетом, чтобы отношение длины зуба к длине конусного расстояния было бы не более одной трети;

k_z — поправка на коэффициент перекрытия ($k_z = 1,15 \div 1,2$).

Расчет зубьев шестерен на износ.

Преждевременный износ зубьев шестерен проявляется в виде прогрессирующего выкрашивания металла с рабочей поверхности зуба. Это выкрашивание является результатом усталости металла под действием напряжений поверхностного слоя.

Сопротивление выкрашиванию оценивается величинами наибольших контактных нормальных и касательных напряжений в месте соприкосновения поверхностей зубьев.

Максимальное напряжение смятия в месте контакта определяется по формуле Герца—Беляева

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{p \frac{E_{rp}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma]_k,$$

где $p = \frac{P}{k_z b \cos \alpha}$ — нагрузка на единицу длины контактной линии (удельная контактная нагрузка, кг/см);

P — окружное усилие, кг;

$$P = \frac{2M_p}{m z_1}; \quad M_p = M_{d \max} i \text{ [кгсм]}.$$

Здесь $M_{д \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, кгсм;
 i — передаточное число от двигателя к валу рассчитываемой шестерни z_1 ;
 m — модуль зубьев, см;
 z_1 — число зубьев рассчитываемой шестерни;
 k_ε — поправка на коэффициент перекрытия; в предварительных расчетах можно принимать

$$k_\varepsilon = 1,15 \div 1,20;$$

α — угол зацепления;

b — длина зуба, см;

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} — \text{приведенный модуль упругости, кг/см}^2;$$

E_1 и E_2 — модули упругости материалов шестерен;

$\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны;

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} [см];$$

$$\rho = \frac{mz}{2} \sin \alpha — \text{радиус кривизны зуба в точке касания.}$$

Знак плюс берется в случае, когда центры кривизны расположены по разные стороны от общей образующей; знак минус — когда они расположены по одну сторону.

После подставки всех величин для 20-градусного зацепления и модуля упругости I рода для обеих шестерен, равного $E = 2,2 \cdot 10^3$, получается такая расчетная формула:

$$\sigma_k = 2140 \sqrt{\frac{M_{д \max} i}{b m^2 k_\varepsilon} \frac{z_1 \pm z_2}{z_1^2 z_2} \left[\frac{кг}{см^2} \right]}, \quad (57)$$

где i — передаточное число от двигателя до шестерни z_1 .

Знак «+» берется для наружного, а «—» для внутреннего зацепления прямозубых цилиндрических шестерен.

На основании опытных данных по работе шестерен можно рекомендовать следующие максимальные контактные напряжения смятия:

$$\sigma_{k \max} = 13000 \div 19000 \text{ кг/см}^2.$$

Причем нижний предел напряжений допускается для высших передач, а верхний — для низших. Касательные напряжения, по которым иногда судят об износоустойчивости шестерен, отличаются от найденных максимальных напряжений смятия лишь численным коэффициентом.

При окончательной отработке конструкции коробки передач производится полный расчет шестерен на износ с учетом статических и динамических нагрузок по данным курса деталей машин.

3. Расчет валов.

Расчет валов проводится двумя методами: по первому методу определяют необходимые размеры сечений вала, по второму, зада-

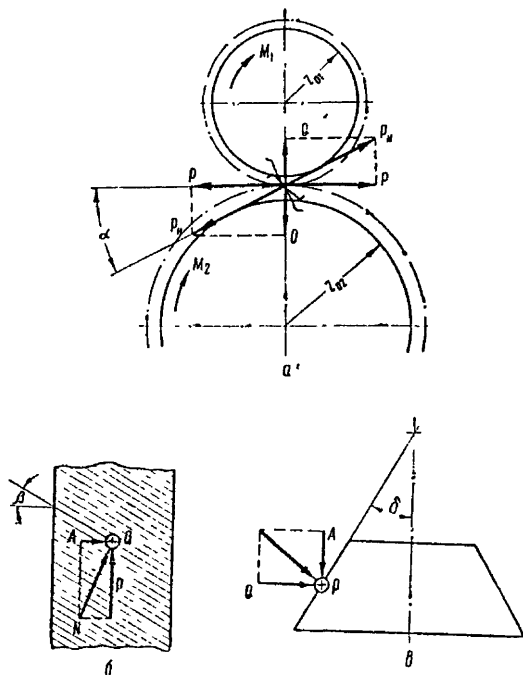
ваясь размерами (из конструктивных соображений), находят запасы прочности. Валы коробок передач рассчитываются на прочность и на допустимые деформации под нагрузкой.

Расчетный момент принимается равным подведенному от двигателя максимальному крутящему моменту

$$M_p = M_{\text{д max}} i.$$

В случае применения механизма поворота с рекуперацией мощности главный вал (ведомый) должен дополнительно рассчитываться на максимальный момент, соответствующий силе тяги по сцеплению забегавшей гусеницы с грунтом.

Валы коробок передач нагружаются усилиями, действующими в полюсах зацепления шестерен, и крутящим моментом. Пренебрегая трением, усилия, нагружающие валы, можно определить по моменту M_p , приложенному к шестерне (фиг. 107).



Фиг. 107. Схема сил, действующих в полюсах зацепления шестерен

Цилиндрическая шестерня с прямым зубом создает только радиальную нагрузку на вал (фиг. 107, а).

Окружное усилие

$$P = \frac{2M_p}{mz};$$

распирающее усилие

$$Q = P \operatorname{tg} \alpha.$$

Косозубая цилиндрическая шестерня нагружает вал окружающим усилием (фиг. 107, б)

$$P = \frac{2M_p \cos \beta}{zm_n};$$

распирающим усилием

$$Q = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

осевой силой

$$A = P \operatorname{tg} \beta$$

и изгибающим моментом осевой силы

$$M_{из} = A \frac{m_n z}{2 \cos \beta}.$$

Прямозубая коническая шестерня (фиг. 107, в), часто устанавливаемая на консольном конце вала, создает радиальную нагрузку окружной силой

$$P = \frac{2M_p}{m_c z}$$

и распирающей силой

$$Q = P \operatorname{tg} \alpha \cos \delta,$$

а также осевую силу

$$A = P \operatorname{tg} \alpha \sin \delta$$

и изгибающий момент

$$M_{из} = A \frac{m_c z}{2}.$$

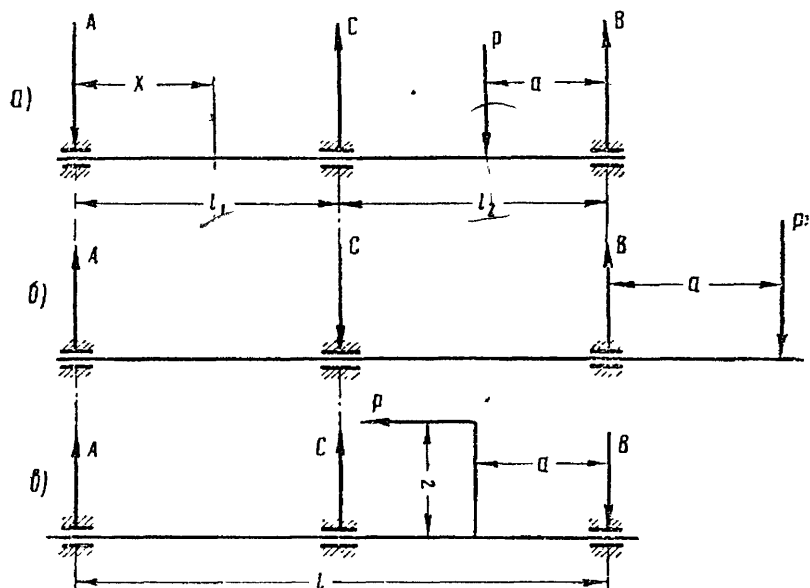
Переноса усилия P и Q на оси валов шестерен, получим моменты, изгибающие валы в двух плоскостях. На валу может быть несколько шестерен (цилиндрических и конических), по усилиям которых можно определить реакции опор и изгибающие моменты, действующие на вал.

Для вала, установленного на двух опорах, задачи определения реакций опор и напряжений вала независимо от числа расположенных на нем нагруженных шестерен решаются достаточно просто. Нужно лишь проверить напряжения и деформации на каждой из передач и найти наибольшие, опасные значения.

В танковых коробках передач часто используются валы на трех опорах. В этих случаях для определения реакций опор недостаточно обычных уравнений статики. Задача решается с помощью теоремы о трех моментах из курса «Сопротивление материалов». Есть и более простой метод — находят прогиб вала под третьей опорой в предположении, что опора отсутствует. По величине прогиба определяют нагрузку, устраняющую этот прогиб, т. е. реакцию третьей опоры. Далее, используя уравнения статики, находят реакции на

двух других опорах. Таким способом определяют реакции от каждой из сил, действующих на вал, и суммируют их.

Различные варианты нагружения трехопорных валов усилиями зацепления цилиндрических и конических шестерен можно свести к комбинации из трех основных случаев (фиг. 108).



Фиг. 108. Различные случаи нагружения трехопорных валов коробок передач

На фиг. 108, а показан вал, нагруженный силой P в одном пролете.

Уравнение упругой линии при отсутствии средней опоры будет

$$y = \frac{Pax(l^3 - a^2 - x^2)}{6EI} \quad (58).$$

Найдем прогиб двухопорного вала под действием приложенной нагрузки P в месте средней опоры, приравняв $x = l_1$:

$$y_p = \frac{P a l_1 (l^3 - a^2 - l_1^2)}{6EI}.$$

Предполагая, что на вал действует только одна реакция C со стороны средней опоры, и полагая $P = C$, $a = l_2$, $x = l_1$, по уравнению (58), найдем прогиб y_c двухопорного вала под силой C

$$y_c = \frac{C \cdot l_1^2 l_2^2}{3EI} \quad (a).$$

Так как в действительности перемещение вала в месте средней опоры отсутствует, два найденных прогиба y_p и y_c равны друг другу. Приравняв их, находим

$$C = \frac{Pa(l^2 - l_1^2 - a^2)}{2l_1l_2^3}. \quad (59)$$

Второй случай нагружения—нагрузка на консоли (фиг. 108, б). Уравнение упругой линии при отсутствии третьей опоры имеет вид

$$y = \frac{Pa(l^2x - x^3)}{6EI}. \quad (60)$$

Полагая $x = l_1$ и решая это уравнение совместно с (а), найдем

$$C = \frac{Pa(l^2 - l_1^2)}{2l_1l_2^3}. \quad (61)$$

В третьем случае—вал нагружен моментом (фиг. 108, в)—уравнение упругой линии при отсутствии третьей опоры будет

$$y = \frac{Prx(l^2 - 3a^2 - x^2)}{6EI}. \quad (62)$$

Полагая $x = l_1$ и решая это уравнение с (а), находим

$$C = \frac{Pr(l^2 - 3a^2 - l_1^2)}{2l_1l_2^3}. \quad (63)$$

Определив реакции средних опор от различных нагрузок, действующих на вал, находят их геометрическую сумму. Реакции A и B крайних опор находят по уравнениям статики, по известной реакции C средней опоры и известной нагрузке. Располагая суммарными реакциями опор, находят изгибающий момент $M_{из}$ в опасном сечении. Вал рассчитывается по изгибающему $M_{из}$ и крутящему $M_{кр}$ моментам по третьей теории прочности по формуле

$$\sigma_c = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}}{W}, \quad (64)$$

где W —момент сопротивления изгибу; для круглого сплошного вала $W = 0,1d^3$;

d —диаметр вала; для шлицованных валов берется диаметр впадин.

На существующих танках суммарные напряжения валов обычно не превышают

$$\sigma_c = 3000 \div 4000 \text{ кг/см}^2.$$

Валы коробок передач рассчитываются также на прогиб и угол закручивания.

Прогиб вала под суммарной нагрузкой определяется из уравнения упругой линии по приведенной выше методике. Рекомендуется допускать прогибы валов не более 0,2 мм.

Угол закручивания сплошного вала (постоянного сечения) определяется по формуле

$$\theta = \frac{M_{кр} l}{G I_p} \quad [\text{радиан}], \quad (65)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, передаваемый валом, кгссм;
 l — длина вала, см;
 I_p — полярный момент инерции вала, см⁴;
 G — модуль упругости материала второго рода, кг/см².

Для шлицованных валов, несущих на себе скользящие каретки или шестерни, принято считать допустимым угол закручивания 0,25° на метр длины вала. Валы с неподвижно закрепленными деталями, применяемые в современных коробках передач, имеют углы закрутки, доходящие до 2° на метр длины.

Расчет шлицевых соединений.

В танковых коробках передач применяются прямобоочные шлицевые соединения с центрированием по внутреннему или наружному диаметру шлицев. Размеры шлицев выбираются в соответствии с диаметром вала; расчет шлицев производится на смятие и срез. Расчет на смятие шлицев всех форм профилей (прямобоочных, трапециевидных, треугольных и эвольвентных) производится по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{кр}}{(D^3 - d^3) l z \lambda} \leq [\sigma]_{см},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, кгссм;
 D — наружный диаметр шлицев вала, см;
 d — внутренний диаметр шлицев, см;
 l — длина шлица, см;
 z — число шлицев;
 λ — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между шлицами; обычно принимается $\lambda = 0,75$.

Рекомендуется не превышать следующих значений $[\sigma]_{см}$:
 для подвижных шлицевых соединений

$$[\sigma]_{см} = 1000 \div 1500 \text{ кг/см}^2;$$

для неподвижных шлицевых соединений

$$[\sigma]_{см} = 2000 \div 2500 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка на срез производится по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{4M_{кр}}{(D + d) l b z \lambda} \leq [\tau]_{ср},$$

где b — ширина шлица у основания, см.

Основным является расчет на смятие, так как напряжения среза редко достигают опасных величин.

4. Определение работоспособности подшипников.

Для расчета подшипников используются общепринятые формулы курса деталей машин. Особенность расчета подшипников танковых коробок передач заключается в выборе расчетных условий: числа часов работы на разных передачах; приведении различных режимов нагрузки на отдельных передачах к одной приведенной нагрузке и приведенному числу оборотов.

При расчете долговечности подшипников в качестве расчетного режима работы двигателя наиболее целесообразно принимать режим максимальной мощности.

Приведенная нагрузка определяется по формуле

$$Q_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\alpha_1 \beta_1 Q_1^{3,33} + \alpha_2 \beta_2 Q_2^{3,33} + \dots + \alpha_m \beta_m Q_m^{3,33}}, \quad (66)$$

где Q_1 — нагрузка в кг на данной передаче, под действием которой подшипник работает в течение h_1 часов при n_1 об/мин;

Q_2 — нагрузка на следующей передаче, h_2 — часы работы на ней при n_2 об/мин;

Q_m — нагрузка на высшей передаче, h_m — часы работы на ней при n_m об/мин;

необходимая долговечность подшипника h

$$h = h_1 + h_2 + \dots + h_m;$$

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ — доля от общей продолжительности работы, в течение которой действует соответствующая нагрузка;

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{h}; \quad \alpha_2 = \frac{h_2}{h}; \quad \dots; \quad \alpha_m = \frac{h_m}{h};$$

$\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_m$ — отношение числа оборотов подшипника при данной нагрузке к произвольно выбранному числу оборотов $n_{\text{пр}}$, принимаемому за приведенное;

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_{\text{пр}}}; \quad \beta_2 = \frac{n_2}{n_{\text{пр}}}; \quad \dots; \quad \beta_m = \frac{n_m}{n_{\text{пр}}}.$$

Для ориентировочной разбивки работы пятиступенчатой коробки передач ($m = 5$) на различных передачах можно руководствоваться следующими данными:

работа на первой передаче 5%,
 работа на второй передаче 10—15%,
 работа на третьей передаче 20—25%,
 работа на четвертой передаче 35—30%,
 работа на пятой передаче 30—25%.

Первые цифры для машин с большой величиной удельной мощности танка.

Коэффициент работоспособности определяется по формуле

$$C = Q_{\text{пр}} (n_{\text{пр}} h)^{0.3} k_k k_\delta, \quad (67)$$

где h — общее число часов работы подшипника (ориентировочно—500);

k_k — коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается (берется по каталогу);

k_δ — коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки (берется по каталогу).

По найденному коэффициенту работоспособности C по каталогу подбирается необходимый подшипник и размеры его переносятся на чертеж.

Подшипники, воспринимающие и осевую нагрузку, рассчитываются по формуле

$$C = (Q_{\text{пр}} + m A_{\text{пр}}) (n_{\text{пр}} h)^{0.3} k_k k_\delta, \quad (68)$$

причем приведенная осевая нагрузка $A_{\text{пр}}$ подсчитывается тем же способом, как и приведенная радиальная нагрузка $Q_{\text{пр}}$,

m — коэффициент, характеризующий способность подшипника к восприятию осевой нагрузки (берется по каталогу).

Подбор уплотнений.

Важное значение в эксплуатации имеет надежная работа уплотнений коробки передач, обеспечивающая большой срок службы шестерен и подшипников, предохраняющая трансмиссионное отделение от загрязнения и облегчающая уход за коробкой передач. Для этого должны быть правильно подобраны конструкции уплотнений в зависимости от сорта и температуры масла и относительной окружной скорости поверхности, по которой работает уплотнение. Разгрузка уплотнений от избыточного давления достигается сообщением картера коробки с атмосферой, установкой в наиболее высокой точке картера сапуна.

При выборе уплотнений можно руководствоваться табл. 13.

Однако не всегда один какой-либо тип уплотнения обеспечивает надежное уплотнение. Поэтому в конструкциях можно встретить применение комбинации из различных типов уплотнений (фиг. 109).

Уплотнение (фиг. 109, а) состоит из пружинных колец 1 и маслоотражательной шайбы 2. Уплотнение (фиг. 109, б) включает войлочный сальник 1, пружинные кольца 2, маслосгонную резьбу 3 и шайбу 4.

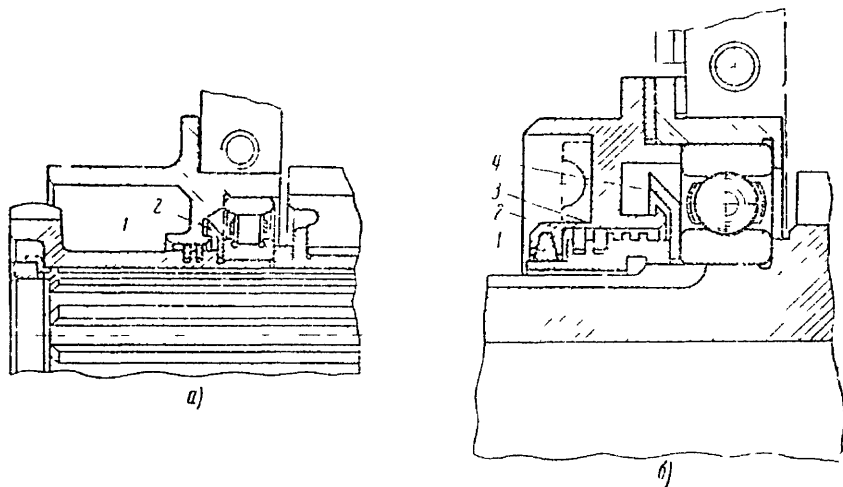
5. Расчет синхронизаторов.

Синхронизаторы применяются в простых коробках передач с постоянным зацеплением шестерен. Они обеспечивают (за счет трения) предварительное выравнивание угловых скоростей соединяемых пар муфт и шестерен и тем самым безударное включение передач. Применение синхронизаторов значительно упрощает процесс переключения передач, так как исключает необходимость в

таких операциях, как двойное включение главного фрикциона («двойное сцепление») и промежуточная подача топлива («промежуточный газ»).

К синхронизаторам можно предъявить следующие основные требования:

- высокая эффективность действия, обеспечивающая малое время синхронизации;
- малые габариты;
- надежность работы — высокая износостойчивость, достаточная прочность.



Фиг. 109. Примеры комбинированных уплотнений

Классификация синхронизаторов

Существующие синхронизаторы можно разделить на две основные группы:

1. Простые или неполные. Они позволяют включить передачу до полного выравнивания угловых скоростей включаемых пар.
2. Полные или так называемые инерционные. Эти синхронизаторы не позволяют войти в зацепление зубьям муфты и шестерни, пока не будут полностью выравнены их угловые скорости.

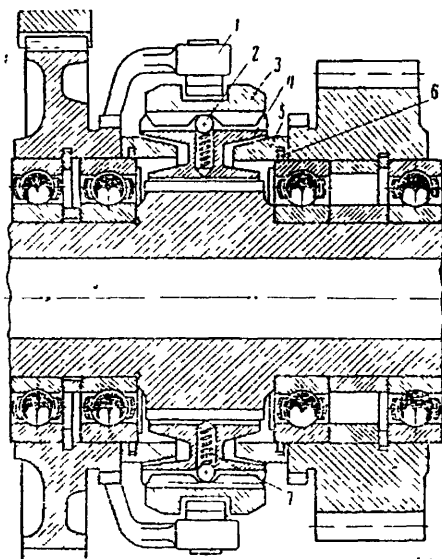
По конструктивному выполнению синхронизаторы могут быть конусными или дисковыми. Последние имели ограниченное применение в прошлом. В настоящее время они не применяются вследствие конструктивной сложности и больших габаритов. Поэтому мы будем рассматривать только конусные синхронизаторы. Если синхронизатор используется для включения одной передачи, его принято называть индивидуальным в отличие от центрального, приме-

няемого в коробках передач с разрезными валами и используемого для включения нескольких передач.

Примеры конструкций конусных синхронизаторов

Простой (неполный) синхронизатор показан на фиг. 110.

Корпус 4 синхронизатора имеет конические выточки и установлен на шлицах вала. Муфта 3 установлена на зубьях корпуса и в осевом направлении связана с ним через фиксаторы. Шарики 2 фиксаторов находятся в канавке муфты и нагружены пружинами 7. Бронзовые конусы 5 крепятся к шестерням с помощью кулачков и пружинных колец 6. Для включения передачи муфта при помощи вилки 1 перемещается из нейтрального положения в сторону шестерни и благодаря фиксаторам увлекает за собой корпус синхронизатора. Конусные поверхности приходят в соприкосновение и за счет возникающей между ними силы трения происходит выравнивание угловых скоростей вала и шестерни. При дальнейшем перемещении муфты шарики фиксаторов выжимаются из канавки и утапливаются в отверстия корпуса, муфта входит в зацепление с зубчатым венцом шестерни, соединяя ее с валом. Передача включена. Если в данном синхронизаторе к муфте сразу же приложить усилие, превышающее сопротивление фиксаторов, то муфта подойдет к шестерне до выравнивания их угловых скоростей и произойдет удар зубьев.



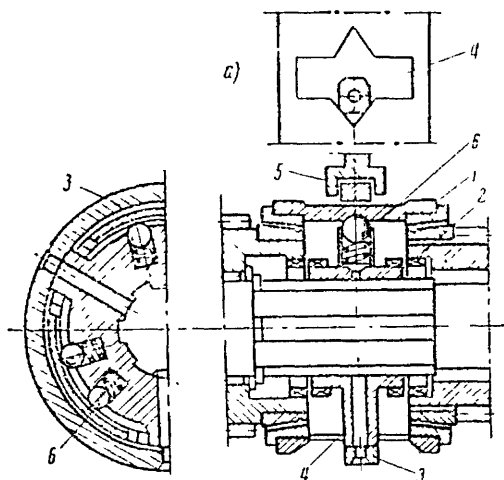
Фиг. 110. Простой конусный синхронизатор

Конструктивная схема инерционного (полного) синхронизатора приведена на фиг. 111.

Корпус синхронизатора 1 установлен на муфте 2 и связан с ней через фиксаторы 6 и пальцы 4, помещающиеся в фигурных вырезах корпуса (фиг. 111, а). Муфта установлена на шлицах вала и перемещается при помощи вилки 5 и кольца 3.

В начальный момент движения муфта увлекает корпус через фиксаторы. Как только конусные поверхности войдут в соприкосновение, корпус за счет возникающей на них силы трения повернется относительно муфты, палец 4 попадет в вырез, и корпус будет прижиматься к пальцу, не давая последнему перемещаться.

Начиная с этого момента до полного выравнивания угловых скоростей вся сила нажатия будет передаваться через палец на корпус и конусные поверхности, создавая силу трения. Как только угловые скорости выравняются, сила трения резко уменьшится, пальцы муфты повернут корпус и зубья муфты войдут в зацепление с зубьями шестерни.



Фиг. 111. Инерционный конусный синхронизатор

Такая конструкция позволяет включить передачу лишь после того, как будут полностью выравнены угловые скорости вала и шестерни. Фиксаторы в инерционных синхронизаторах выполняют вспомогательную роль, и их пружины могут быть очень слабыми для обеспечения центровки корпуса и создания начального момента трения для поворота корпуса.

Иная конструкция полных синхронизаторов представлена на фиг. 112.

Корпус синхронизатора (фиг. 112, а) состоит из двух конусов 4, жестко скрепленных пальцами 1. Пальцы имеют выточки с наклонными буртами в средней части и входят в отверстия муфты 5. Фиксатор представляет собой разрезанную трубку 2 с пластинчатыми пружинами 3 внутри. За счет выточки на поверхности трубка удерживает конуса в нейтральном положении. Выточки и бурты на пальцах 1 выполняют ту же роль, что и фигурные вырезы в корпусе рассмотренного выше (см. фиг. 111) синхронизатора. У другого синхронизатора (фиг. 112, б) пальцы имеют односторонние бурты. Бурт пальца 1 работает только при смещении муфты 2 влево; бурт пальца 3 — при смещении муфты вправо.

Инерционные синхронизаторы обеспечивают выравнивание угловых скоростей во всех случаях, но более сложны и имеют большие габариты по сравнению с простыми.

Расчет синхронизаторов включает: определение зависимости между усилием нажатия на муфту переключения и временем синхронизации, подсчет удельного давления на поверхности трения и определение некоторых основных углов синхронизатора. Расчетная схема конусного синхронизатора приведена на фиг. 113.

Шестерня 1, соединяемая при помощи муфты 2 с валом 3, должна предварительно выравнять свою угловую скорость ω_c с угловой скоростью вала ω_r . Выравнивание угловой скорости происходит под действием момента M_c сил трения конусов синхронизатора и шестерни. Кроме того, на схеме показан M_r — момент сопротивления движению танка, приведенный к валу 3; I_r — приведенный к валу 3 момент инерции связанных с валом вращающихся деталей и массы танка.

Приимая M_c и M_r постоянными за время синхронизации, получим, что угловые скорости шестерни и вала будут изменяться по закону прямой. Исходя из этого, можно написать (для случая перехода с низшей передачи на высшую):

$$\omega_c' = \omega_c - \epsilon_c t;$$

$$\omega_r' = \omega_r - \epsilon_r t,$$

где t — текущее время;

ω_c' и ω_r' — текущие значения угловых скоростей шестерни и вала;

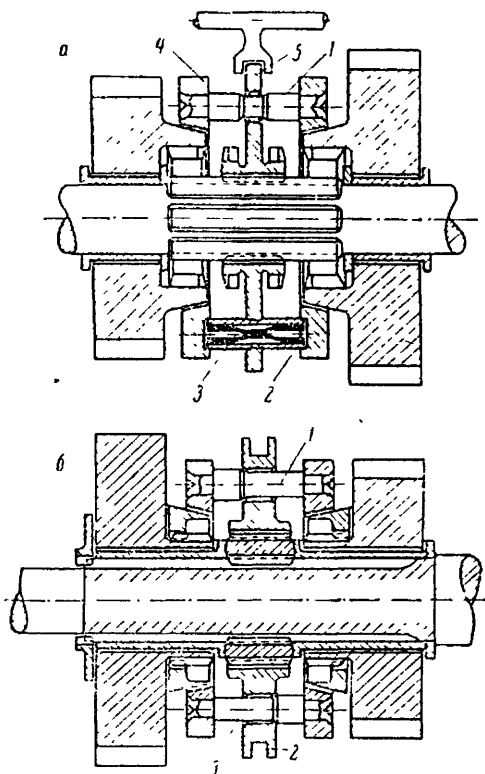
ϵ_c и ϵ_r — угловые замедления шестерни и вала.

К концу синхронизации, когда $t = T_c$ угловые скорости должны выравниваться, т. е. $\omega_c' = \omega_r'$, тогда

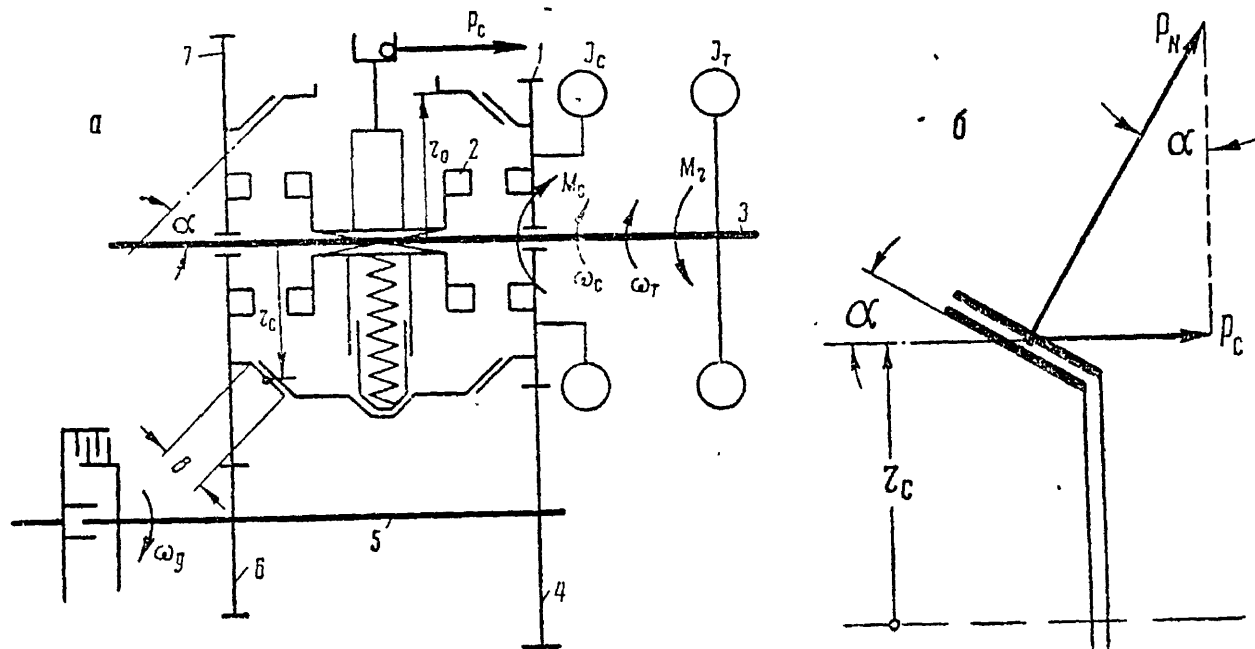
$$\omega_c - \epsilon_c T_c = \omega_r - \epsilon_r T_c,$$

откуда получим время синхронизации

$$T_c = \frac{\omega_c - \omega_r}{\epsilon_c - \epsilon_r}.$$



Фиг. 112. Два варианта инерционных синхронизаторов



Фиг. 113. Расчетная схема конусного синхронизатора

Рассматривая моменты, действующие на шестерню 1 при включении синхронизатора, можно написать

$$I_c \varepsilon_c = M_c,$$

откуда определится угловое замедление шестерни 1

$$\varepsilon_c = \frac{M_c}{I_c},$$

где I_c — приведенный к шестерне 1 суммарный момент инерции связанных с ней деталей: шестерен 4, 7, 6, промежуточного вала 5 и ведомых деталей главного фрикциона (главный фрикцион выключен).

Рассматривая моменты, действующие на вал 3, можно написать:

$$I_r \varepsilon_r = M_r - M_c,$$

откуда определится угловое замедление вала

$$\varepsilon_r = \frac{M_r - M_c}{I_r}.$$

Подставляя значения ε_c и ε_r в выражение для T_c , получим

$$T_c = \frac{\omega_c - \omega_r}{\frac{M_c}{I_c} + \frac{M_c}{I_r} - \frac{M_r}{I_r}}.$$

Величина $\frac{M_c}{I_r}$ очень мала, полагая ее равной нулю, получим окончательно

$$T_c = \frac{\omega_c - \omega_r}{\frac{M_c}{I_c} - \frac{M_r}{I_r}};$$

$$M_c = I_c \cdot \left(\frac{\omega_c - \omega_r}{T_c} + \frac{M_r}{I_r} \right). \quad (a)$$

Определим значение момента синхронизации M_c . Из рассмотрения схемы сил (фиг. 113, б) находим нормальное усилие P_N , действующее на поверхности трения,

$$P_N = \frac{P_c}{\sin \alpha},$$

где P_c — осевое усилие, приложенное к корпусу синхронизатора.

Умножив нормальное давление на коэффициент трения μ и средний радиус r_c , получим синхронизирующий момент

$$M_c = \frac{P_c \mu r_c}{\sin \alpha}.$$

Подставив значение M_c в выражение (a), после преобразований получим

$$P_c = \frac{I_c \sin \alpha}{\mu \cdot r_c} \left(\frac{\omega_c - \omega_r}{T_c} + \frac{M_r}{I_r} \right), \quad (69)$$

где r_c — средний радиус конусной поверхности;
 α — угол между образующей и осью конуса (в выполненных конструкциях $\alpha = 7 \div 10^\circ$);
 μ — коэффициент трения конусных поверхностей (сталь по бронзе или сталь по стали); для интенсивного выдавливания масла и повышения коэффициента μ на одной из поверхностей трения (бронзе) выполняют канавки вдоль образующей. При расчете обычно принимают $\mu = 0,1$;
 T_c — время синхронизации (в выполненных синхронизаторах $T_c = 0,5 \div 2$ сек.).
 Величины M_r и I_r определяются по выражениям, известным из курса теории танков:

$$M_r = \frac{f_c G R_{в.к.}}{i'_r \eta'_r};$$

$$I_r = \delta_0 \frac{G R_{в.к.}^2}{g (i'_r)^2},$$

где i'_r и η'_r — передаточное число трансмиссии и к.п.д. трансмиссии от вала с синхронизатором до ведущего колеса;
 f_c — коэффициент суммарного сопротивления движению танка;
 G — вес танка, кг;
 $R_{в.к.}$ — радиус ведущего колеса, м;
 δ_0 — коэффициент условного приращения массы танка;
 $\delta_0 = 1,2$.

Из формулы (69) видно, что усилие P_c уменьшается с увеличением радиуса синхронизатора, коэффициента трения и времени синхронизации; оно также уменьшается с уменьшением разности угловых скоростей, увеличением момента инерции I_r и уменьшением момента инерции I_c .

Удельное давление на поверхности трения определяется по формуле

$$q = \frac{P_c}{2\pi r_c \cdot b \cdot \sin \alpha}, \quad (70)$$

где b — ширина поверхности трения, см.

В выполненных конструкциях для указанного времени синхронизации удельное давление находится в пределах $q = 10 \div 20$ кг/см².

Все рассмотренное в одинаковой мере справедливо как для простого, так и для инерционного синхронизатора.

Расчет пружин фиксаторов простого синхронизатора.

В простом синхронизаторе усилие P_c , прилагаемое к корпусу синхронизатора, ограничивается усилием пружин $P_{ф.}$ фиксаторов,

которое надо преодолеть при выталкивании шариков (или колпачков) фиксаторов из канавки корпуса.

Для определения усилия пружин без учета сил трения рассмотрим схему фиксатора (фиг. 114), из которой найдем

$$P_n' = P_c \operatorname{tg} \beta.$$

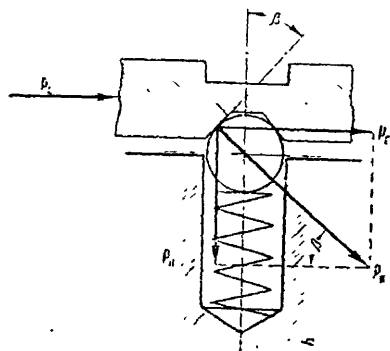
В синхронизаторах имеется не один, а несколько фиксаторов. Обозначая их число буквой n , найдем силу одной пружины из выражения

$$P_n = \frac{P_c \operatorname{tg} \beta}{n}, \quad (71)$$

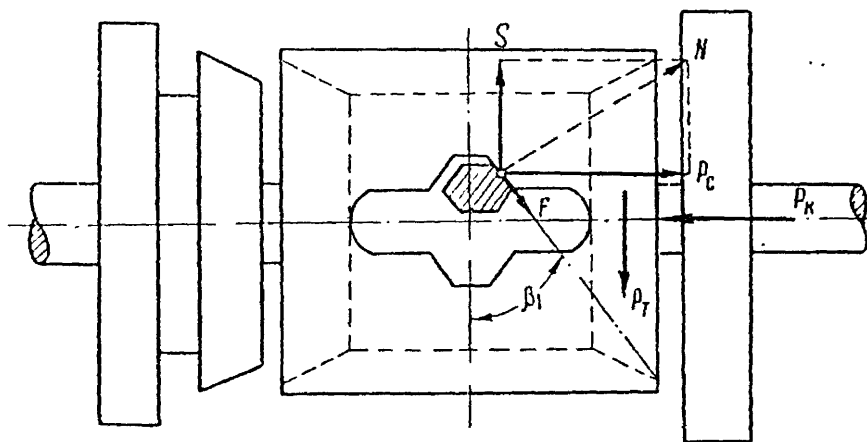
где β — угол канавки корпуса (в выполненных конструкциях $\beta = 30 \div 35^\circ$).

Расчет элементов инерционного синхронизатора.

В инерционном синхронизаторе фиксаторы имеют, как отмечалось выше, вспомогательное значение. В инерционном синхронизаторе P_c ограничивается усилием, с которым корпус своим скосом прижимается к пальцу, и углом скоса корпуса (фиг. 115).



Фиг. 114. Схема пружинного фиксатора



Фиг. 115. Схема сил, действующих в инерционном синхронизаторе

Угол скоса корпуса β_1 должен быть таким, чтобы во время выравнивания скоростей палец не мог повернуть корпус и включить передачу, так как в этом случае произойдет удар зубьев муфты о

зубья шестерни. После выравнивания скоростей этот угол должен позволить обойме повернуться; для этого сила трения F между пальцем и скосом обоймы должна быть достаточно малой.

Пренебрегая осевой составляющей силы трения F ввиду ее малости, можем написать

$$S = P_c \operatorname{tg} \beta_1.$$

Сила трения F

$$F = f N = f \frac{P_c}{\cos \beta_1},$$

где f — коэффициент трения стали по стали в масле.

Поворачиванию корпуса противодействует сила трения P_r на конусной поверхности, приведенная к радиусу обоймы r_0 (см. фиг. 113):

$$P_r = \frac{P_c \mu r_c}{r_0 \sin \alpha}.$$

Для того, чтобы корпус не мог повернуться и палец не перемещался до выравнивания угловых скоростей, необходимо:

$$P_r + F \cos \beta_1 > S;$$

$$\frac{P_c \mu r_c}{r_0 \sin \alpha} + f P_c > P_c \operatorname{tg} \beta_1$$

или

$$\operatorname{tg} \beta_1 < \frac{\mu r_c}{r_0 \sin \alpha} + f. \quad (72)$$

Минимальная величина угла β_1 ограничивается условием самосторможения системы: угол β_1 должен быть больше угла трения стали по стали $\rho = \operatorname{arctg} f \approx 6^\circ$. В выполненных конструкциях углы β_1 лежат в пределах $\beta_1 = 25 \div 30^\circ$.

ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРЫ

Планетарные передачи находят все более широкое применение в коробках передач, механизмах поворота, бортовых передачах и механизмах поворота башен современных танков. Они надежны в работе, могут быть выполнены в малых габаритах с большим передаточным числом и высоким к.п.д. По сравнению с простыми коробками передач планетарные обладают рядом положительных качеств: у них меньшая нагруженность валов и шестерен за счет большого числа сателлитов; включение передач при помощи тормозов или блокировочных фрикционов является простым, требует мало времени и позволяет сравнительно легко осуществить автоматiku переключения передач; фрикционные элементы планетарной коробки передач способны выполнять задачи главного фрикциона, и необходимость в последнем отпадает.

Применительно к танкам главным достоинством планетарных коробок передач является увеличение средней скорости движения машины за счет резкого сокращения времени переключения передач.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ

По виду зацепления планетарные передачи разделяются на две группы:

- планетарные передачи с внутренним и внешним зацеплением;
- планетарные передачи только с внешним зацеплением.

На современных танках применяются планетарные коробки передач, составленные из эпициклических планетарных рядов, каждый из которых имеет полюс внешнего и полюс внутреннего зацепления.

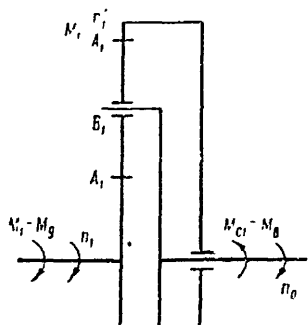
По числу степеней свободы, которые имеются в коробке передач, при выключении всех фрикционных элементов (тормозов и блокировочных фрикционов) коробки бывают:

- с двумя степенями свободы;
- с тремя степенями свободы и т. д.

В коробках с двумя степенями свободы для получения передачи необходимо включить один фрикционный элемент (наложить одну

вязь). В коробках с тремя степенями свободы для получения передачи включаются два фрикционных элемента.

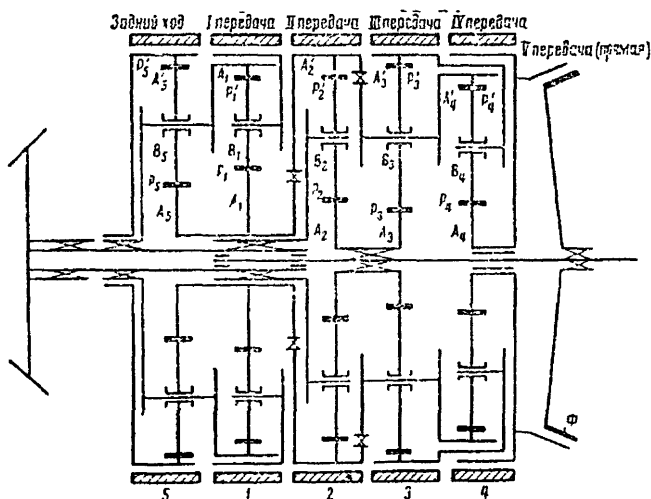
При рассмотрении планетарных коробок передач будем пользоваться следующими обозначениями (фиг. 116): A — радиусы начальных окружностей солнечных шестерен с номером ряда, в котором они расположены (A_1, A_2 и т. д.); радиусы эпициклов, кроме номера ряда, обозначаются еще штрихом (A'_1, A'_2 и т. д.); радиусы водила (от оси водила до оси сателлита) обозначаются индексом «0» и номером ряда (A_{01}, A_{02} и т. д.); радиусы сателлитов обозначаются «В» с номером ряда (B_1, B_2 и т. д.). Принятые индексы будем относить соответственно к числам оборотов отдельных элементов, числам зубьев, моментам и усилиям в полюсах зацепления.



Фиг. 116. Схема планетарного ряда

§ 2. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

На фиг. 117 приведена кинематическая схема планетарной коробки передач танка 38-Т с внутренним и внешним зацеплением шестерен и двумя степенями свободы.



Фиг. 117. Кинематическая схема планетарной коробки передач с двумя степенями свободы

В коробке пять планетарных рядов, обеспечивающих включение одного из тормозов 1 четыре передачи переднего хода и одну — заднего; пятая (прямая) передача получается включением блокировочного фрикциона Φ . На валу коробки, связанном с двигателем, установлены солнечные шестерни рядов 2 и 3, являющиеся ведущими. Ведомыми являются водила рядов 2 и 5. Первая передача получается включением тормоза T_1 , тормозящего водило первого ряда. Мощность передается от шестерни A_2 на водило второго ряда и через эпицикл A'_2 шестерни A_1, B_1, A'_1 на водило пятого ряда, т. е. двумя потоками. Детали остальных планетарных рядов 3, 4 и 5 вращаются холостую, так как в каждом из них имеется шестерня A'_3, A_4, A'_5 , лишенная опоры. Анализ любой схемы планетарной коробки передач следует начинать с отделения холостых рядов от нагруженных.

Вторая передача включается тормозом T_2 , при этом тормозится эпицикл второго ряда и вся мощность передается от шестерни A_2 на водило второго ряда. Третья передача включается тормозом T_3 , при этом тормозятся эпицикл третьего ряда и водило четвертого. В передаче мощности участвуют планетарные ряды 2, 3. Включением тормоза T_4 тормозится шестерня A_4 и осуществляется четвертая передача. При этом в передаче мощности участвуют ряды 2, 3, 4. Пятая (прямая) передача включается блокировочным фрикционом Φ . Тормозом T_5 включается передача заднего хода и мощность передается через второй и пятый планетарные ряды.

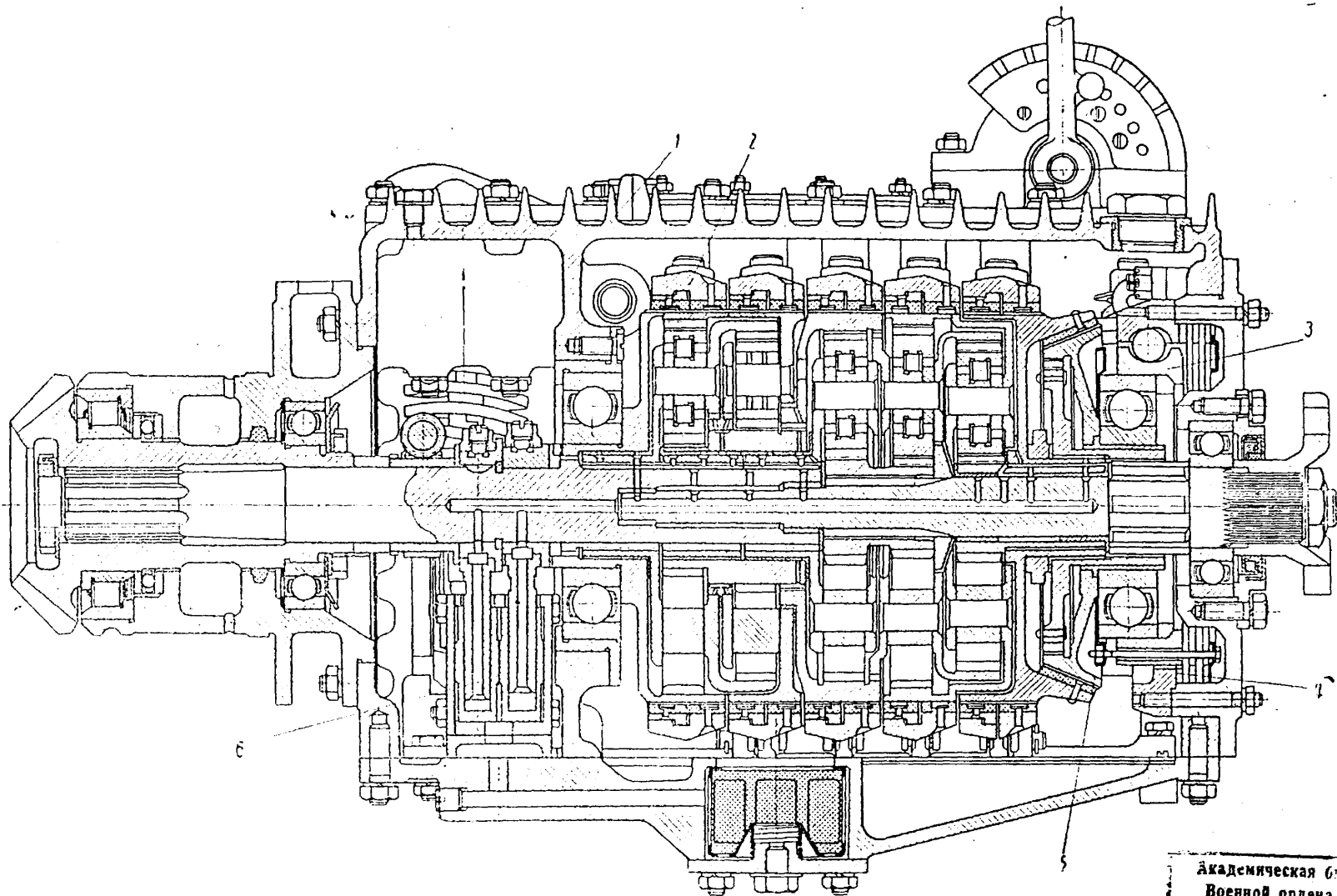
Конструкция коробки представлена на фиг. 118.

Картер 1 неразъемный, выполнен из алюминиевого сплава, для монтажа имеет съемные крышки. Модуль шестерен планетарных рядов — 2,5. Сателлиты установлены на роликовых подшипниках без наружных колец; остальные опоры планетарных рядов выполнены в виде бронзовых втулок, так как другого типа подшипники не проходят по габаритам. Смазка к бронзовым втулкам поступает через сверления в валах от двух плунжерных насосов 6, остальные детали смазываются разбрызгиванием. Тормоза 2 двухленточные, с охватом одной ленты другой, не дающие радиальной нагрузки на вал. Блокировочный фрикцион 5 конусный, с шариковым механизмом включения 3, чистота выключения фрикциона обеспечивается пружиной 4.

Кинематическая схема планетарной коробки передач танка М-26 с тремя степенями свободы приведена на фиг. 119.

Коробка передач работает последовательно с гидротрансформатором. Ведущий вал связан с турбиной гидротрансформатора ГТ. Ведомый вал Г через коническую шестерню соединяется с механизмом поворота.

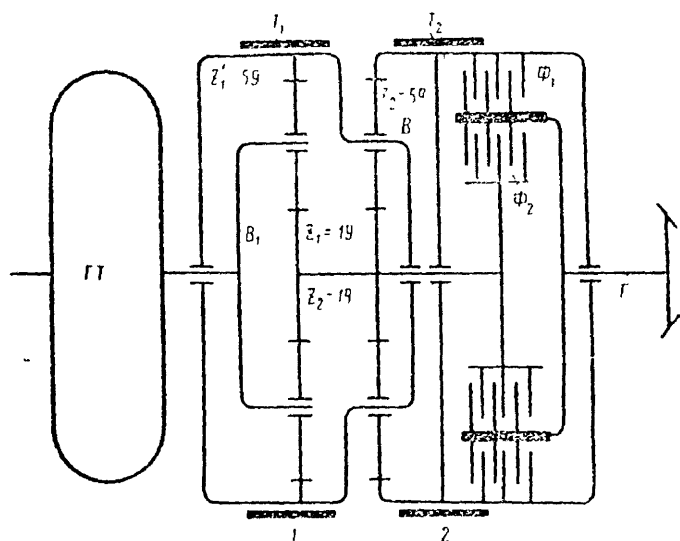
В коробке два планетарных ряда и четыре фрикционных элемента: тормоза T_1 и T_2 , блокировочные фрикционы Φ_1 и Φ_2 . Три передачи переднего хода и одна заднего получаются путем следующих комбинаций включения фрикционных элементов (табл. 14).



Фиг. 118. Конструкция планетарной коробки передач с двумя степенями свободы

Передачи	I_1	T_2	Φ_2	Φ_1	Передаточное число
I передача	—	—	+	+	1
II передача	—	+	+	—	0,428
III передача	+	—	+	—	0,214
Задний ход	+	—	—	+	0,756

Первая передача (прямая) получается блокировкой обоих планетарных рядов. На второй передаче работают оба планетарных ряда. Мощность от вала первого ряда разветвляется на два потока: один поток через шестерню z_1 и фрикцион Φ_2 передается на ведомый вал; второй поток через энцикл z'_1 шестерни B_2 и z_2 и фрик-



Фиг. 119. Кинематическая схема планетарной коробки передач с тремя степенями свободы

тион Φ_2 поступает на ведомый вал. При включении третьей передачи вся мощность передается через первый планетарный ряд. На передаче заднего хода работают оба планетарных ряда: мощность передается последовательно через первый планетарный ряд на второй и через блокировочный фрикцион Φ_1 на ведомый вал.

Из сравнения схем (см. фиг. 117 и 119) видно, что коробка с тремя степенями свободы при прочих равных условиях будет иметь меньшее число планетарных рядов, но более сложное управление по сравнению с коробкой с двумя степенями свободы.

Конструкция коробки передач приведена на фиг. 120.

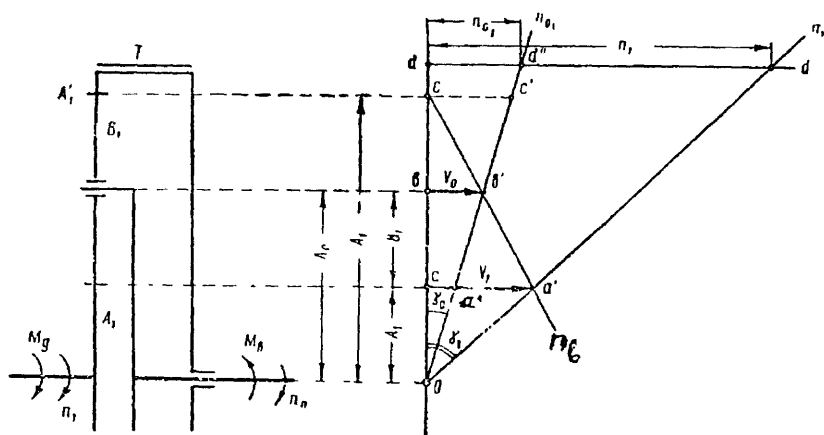
Диапазон коробки 4,1. Картер 3 чугунный, неразъемный, монтаж производится через торцевые отверстия. Планетарные ряды имеют одинаковые характеристики по числам зубьев и модулю. Модуль 4,25. Солнечные шестерни 4 выполнены заодно с валом, водна 1, 2 цельные, сателлиты 6 установлены на игольчатых подшипниках и в осевом направлении фиксируются бронзовыми плавающими шайбами 7. Блокировочные фрикционы расположены концентрично (что уменьшает длину коробки), работают в масле. Поверхность дисков трения 5 покрыта металлокерамикой. Тормоза ленточные, работают в масле. Включение тормозов и фрикционов производится гидравлическим сервоприводом. Смазка к деталям подводится через сверления вала 4 от насоса и разбрызгиванием.

Из приведенных примеров видно, что планетарные коробки передач (а также и редукторы) состоят из нескольких планетарных рядов. Поэтому сначала мы рассмотрим свойства одного планетарного ряда.

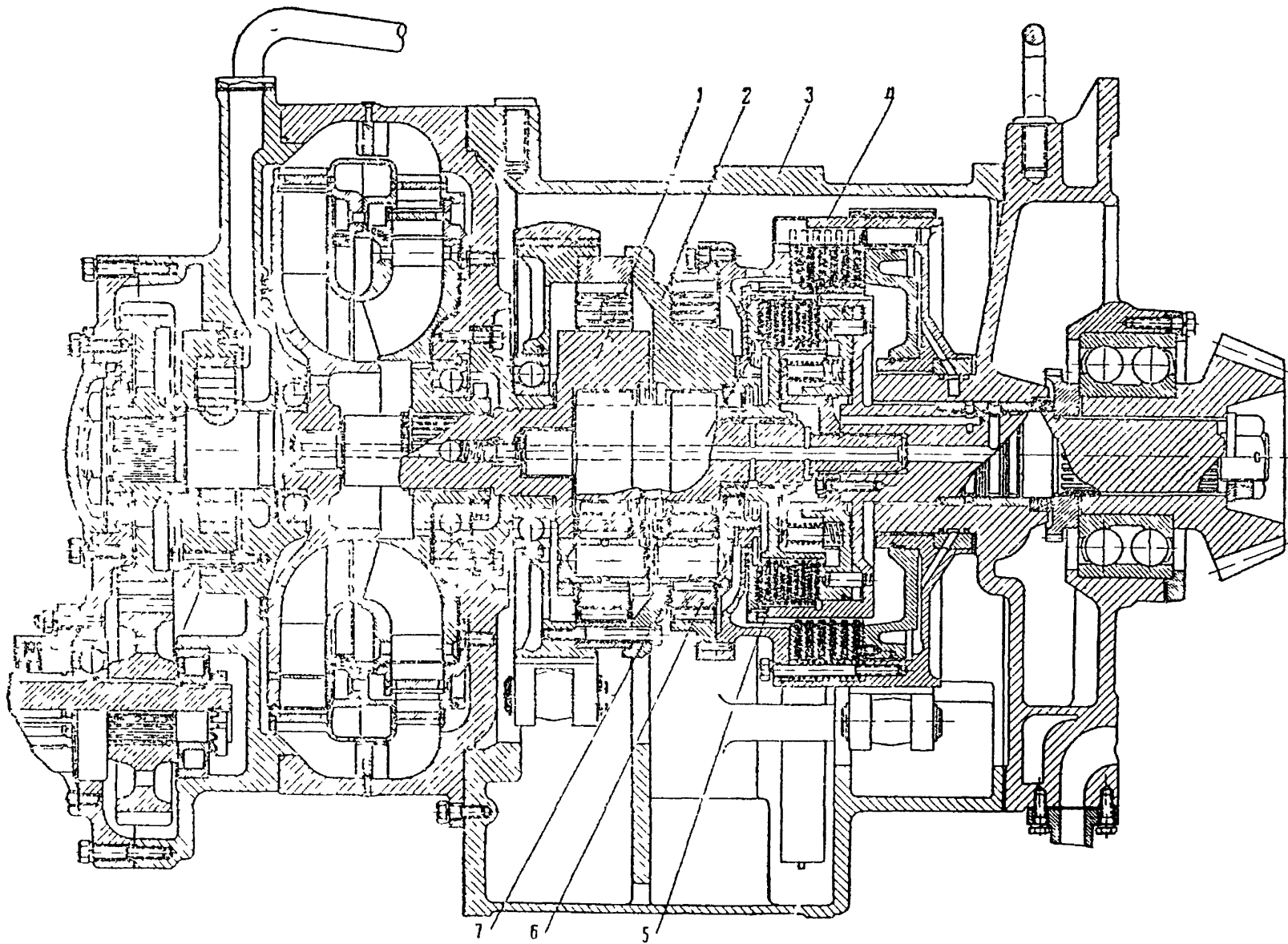
§ 3. КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНОГО РЯДА С ВНУТРЕННИМ И ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

При изучении кинематики планетарного ряда будем пользоваться принятыми ранее обозначениями и схемой (фиг. 121).

Передаточное число планетарного ряда можно определить графически или аналитически.



Фиг. 121. Кинематическая схема и план скоростей планетарного ряда с внешним и внутренним зацеплением шестерен



Фиг. 120 Конструкция плочегарной коробки передач с тремя степенями свободы

Для графического определения передаточного числа строим план скоростей планетарного ряда. На вертикальной прямой (см. фиг. 121) отложим в масштабе отрезки A_1 , B_1 , A'_1 , соответствующие радиусам начальных окружностей шестерен. Затормозим эпициклическую шестерню; пусть ведущей будет солнечная шестерня, ведомым — водило. Абсолютная окружная скорость V_1 зубьев солнечной шестерни равна

$$V_1 = \omega_1 A_1 = \frac{\pi n_1}{30} A_1.$$

Из точки a отложим в произвольном масштабе скорость V_1 . Из точки O через конец вектора V_1 проведем луч n_1 , который будет геометрическим местом концов векторов абсолютных скоростей точек солнечной шестерни. При затянутом тормозе абсолютная окружная скорость в полюсе зацепления сателлита с эпициклом равна нулю. Из точки c через конец вектора V_1 проведем луч n_b , являющийся геометрическим местом концов векторов абсолютных скоростей сателлита. Луч n_b и вертикальная прямая составляют план скоростей точек сателлита, из которого находим абсолютную окружную скорость оси сателлита V_0 . Проведя из точки O через конец вектора V_0 луч n_{01} , получим образованный этим лучом и вертикальной прямой план скоростей водила. Из плана скоростей можно написать

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{V_0}{A_0} = \frac{\pi n_{01}}{30};$$

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{V_1}{A_1} = \frac{\pi n_1}{30}.$$

Из этих выражений следует, что отрезки, отсекаемые лучами n_1 и n_{01} на прямой dd' , проведенной на произвольном удалении от оси, пропорциональны числам оборотов, а их отношение есть передаточное число передачи

$$i = \frac{n_1}{n_{01}} = \frac{dd'}{dd''}.$$

Для расчета подшипников сателлитов необходимо знать число оборотов сателлита по отношению к водилу, т. е. относительное число оборотов сателлита $n_{\text{в.отн.}}$. Для его графического определения заметим, что абсолютная скорость в полюсе зацепления a складывается из переносной скорости aa'' , равной скорости соответствующей точки водила, и относительной скорости $a''a'$ по отношению к водилу. Очевидно, что, поделив относительную скорость $a''a'$ на радиус сателлита B_1 , мы получим относительную угловую скорость сателлита, а затем и его относительное число оборотов:

$$n_{\text{в.отн.}} = \frac{30}{\pi} \frac{a''a'}{B_1}.$$

Выражая относительную скорость $a''a'$ через число оборотов солнечной шестерни n_1 и водила n_{01} , получим

$$a''a' = A_1 (\operatorname{tg} \gamma_1 - \operatorname{tg} \gamma_0) = A_1 \frac{\pi}{30} (n_1 - n_{01});$$

относительное число оборотов сателлита будет

$$n_{B \text{ отн}} = (n_1 - n_{01}) \frac{A_1}{B_1}.$$

Повторение подобного рассуждения применительно ко второму полюсу зацепления c даст

$$n_{B \text{ отн}} = (n'_1 - n_{01}) \frac{A'_1}{B_1}.$$

Обе формулы дают одинаковый численный результат, а знак числа оборотов при расчете подшипников не имеет значения. Как видно из схемы (см. фиг. 121)

$$B_1 = \frac{A'_1 - A_1}{2}.$$

Кроме того, радиус A_1 пропорционален числу зубьев z_1 , а A'_1 пропорционален z'_1 .

Подставляя вместо A_1 и B_1 их значения, выраженные через z_1 и z'_1 , найдем окончательно:

$$\begin{aligned} n_{B \text{ отн}} &= (n_1 - n_{01}) \cdot \frac{2z_1}{z'_1 - z_1}; \\ n_{B \text{ отн}} &= (n'_1 - n_{01}) \cdot \frac{2z'_1}{z'_1 - z_1}. \end{aligned} \quad (73)$$

План скоростей дает наглядное представление о кинематических свойствах планетарной передачи. Передаточные числа по плану скоростей можно определить лишь приближенно.

Точное определение передаточных чисел возможно только аналитическим методом с помощью уравнения кинематики, которое выводится следующим образом. Допустим, что все элементы планетарного ряда (см. фиг. 121) вращаются. Мысленно остановим водило, тогда для непланетарной передачи числа оборотов солнечной ($n_1 - n_{01}$) и эпициклической ($n'_1 - n_{01}$) шестерен будут обратно пропорциональны числам их зубьев z_1 и z'_1

$$\frac{n_1 - n_{01}}{n'_1 - n_{01}} = - \frac{z'_1}{z_1}.$$

Знак «—» показывает, что вращение солнечной и эпициклической шестерен происходит при этом в разные стороны.

Обозначив $\frac{z'_1}{z_1} = k$ (k будем называть характеристикой плане-

тарного ряда), после преобразования получим окончательно

$$n_1 = n_{01}(1 + k) - n'_1 k. \quad (74)$$

Это уравнение кинематики справедливо для любого эпициклического планетарного ряда с внутренним и внешним зацеплением. Пользуясь им, можно определить передаточное число, если известны ведущий и тормозной элементы.

Допустим, тормозится эпицикл $n'_1 = 0$, тогда

$$n_1 = n_{01}(1 + k).$$

При ведущей солнечной шестерне передаточное число будет

$$i_{1,01} = \frac{n_1}{n_{01}} = 1 + k.$$

Чтобы получить передачу малых габаритов и иметь возможность разместить сателлиты на подшипниках качения, практически принимают k не менее 1,5 и не более 4. При этих условиях $i_{1,01} = 2,5 \div 5$.

Если ведущим является водило, то

$$i_{01,1} = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{1}{1 + k},$$

или $i_{01,1} = 0,2 \div 0,4$.

Затормозим солнечную шестерню. Тогда уравнение примет вид

$$n'_1 k = n_{01}(1 + k).$$

• При ведущей эпициклической шестерне передаточное число будет

$$i_{1',01} = \frac{n_{1'}}{n_{01}} = \frac{1 + k}{k},$$

или

$$i_{1',01} = 1,25 \div 1,67.$$

Если ведущим будет водило, то

$$i_{01,1'} = \frac{n_{01}}{n_{1'}} = \frac{k}{1 + k},$$

или

$$i_{01,1'} = 0,6 \div 0,8.$$

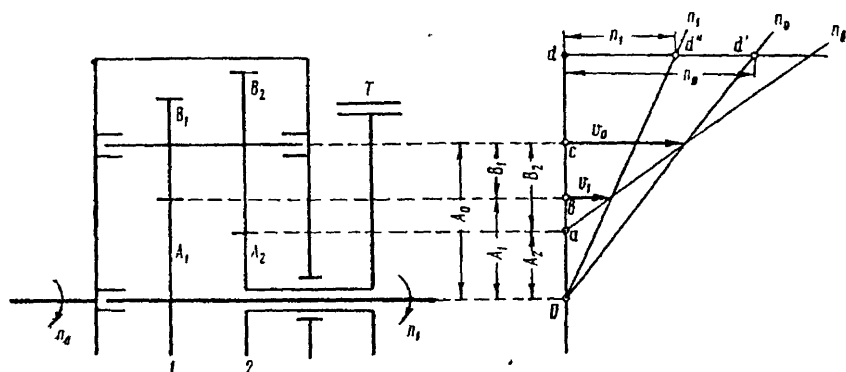
При торможении водила получается обычная, непланетарная, передача. Как видно из полученных передаточных чисел, эпициклический планетарный ряд не может легко обеспечить передаточные числа в интервалах от 0,4 до 0,6, от 0,8 до 1,25 и от 1,67 до 2,5. Кроме того, трудно осуществить передаточные числа менее 0,2 и более 5.

* В некоторых танковых передачах, где размеры солнечной шестерни могут быть уменьшены, встречаются планетарные ряды с характеристикой $k > 4$.

§ 4. КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

(фиг. 122)

В приведенной схеме ведущим элементом является корпус (водило), тормозным — солнечная шестерня A_2 , ведомым — солнечная шестерня A_1 .



Фиг. 122. Кинематическая схема и план скоростей планетарной передачи с внешним зацеплением

Построение плана скоростей аналогично рассмотренному выше (см. фиг. 121). Передаточное число из плана скоростей определяется, как отношение отрезков

$$i_{0,1} = \frac{n_0}{n_1} = \frac{dd'}{dd''}.$$

В данном случае при неподвижном водиле (как для непланетарной передачи) можно написать

$$\frac{n_1 - n_0}{n_2 - n_0} = \frac{A_2 B_1}{A_1 B_2} = \frac{z_2 z_{B1}}{z_1 z_{B2}}$$

Характеристику $\frac{z_2 z_{B1}}{z_1 z_{B2}}$ планетарной передачи принято обозначать буквой k . Тогда уравнение кинематики примет вид

$$n_1 = n_0(1 - k) + n_2 k. \quad (75)$$

Поскольку тормозится солнечная шестерня второго ряда $n_2 = 0$, то

$$n_1 = n_0(1 - k).$$

Ведущим элементом является водило, следовательно, передаточное число будет

$$i_{0,1} = \frac{1}{1 - k}.$$

За счет соответствующего подбора чисел зубьев имеются широкие возможности получения различных передаточных чисел. Ес-

ли $k > 1$, получается обратное направление вращения ведомого вала. При больших передаточных числах коэффициент полезного действия сильно снижается. Практически применяют $i = \pm (1 \div 5)$. Относительные числа оборотов сателлитов подсчитываются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} n_{B_{\text{отн}}} &= (n_1 - n_0) \frac{A_1}{B_1} \\ n_{B_{\text{отн}}} &= (n_2 - n_0) \frac{A_2}{B_2} \end{aligned} \right\} \quad (76)$$

§ 5. ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЕН В ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Числа зубьев шестерен планетарной передачи не могут выбираться только из условия заданного передаточного числа, необходимо еще учитывать следующие ограничивающие условия: условие соосности, условие сборки и условие соседства.

Для эпициклического планетарного ряда с внутренним и внешним зацеплением (см. фиг. 121) условие соосности имеет вид

$$mz_1' = mz_1 + 2mz_{B1},$$

где m — модуль зацепления, одинаковый для всех шестерен ряда, поэтому

$$z_1' = z_1 + 2z_{B1}. \quad (77)$$

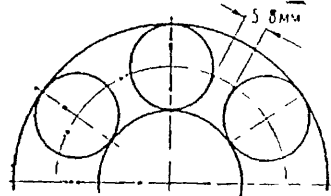
Встречаются конструкции, где это условие не соблюдено (отклонение в пределах одного зуба), но в этих случаях применяется корригированное зацепление.

Условие сборки:

$$z_1' + z_1 = a\gamma, \quad (78)$$

т. е. сумма чисел зубьев солнечной и эпициклической шестерен должна быть кратной числу сателлитов a (γ — целое число). Это условие направлено к тому, чтобы при сборке зубья солнечной и эпициклической шестерен могли войти в зацепление с зубьями всех сателлитов, а не упирались бы торцами друг в друга.

Условие соседства (фиг. 123) относится только к сателлитам и заключается в том, чтобы зазор между зубьями соседних сателлитов был не менее $5 \div 8$ мм.



Фиг. 123. Соблюдение условия соседства

Это дает гарантию, что при работе зубья не будут задирать друг за друга, а потери энергии на перебалтывание масла и нагрев передачи не будут чрезмерными.

С целью получения возможно меньших габаритов планетарного механизма для наименьшей шестерни выбирают минимально допустимое число зубьев. Минимальное число зубьев из условия отсу-

ствия подрезания равно $14 \div 17$. С другой стороны, минимальное число зубьев может ограничиваться условиями размещения шестерин на валу или на подшипниках оси.

Рассмотрим признаки, по которым можно определить, какая из шестерен будет наименьшей.

Используя условие соосности (77) и учитывая, что $z'_1 = z_1 k$, напишем

$$2z_{B1} = z'_1 - z_1 = z_1(k - 1),$$

или

$$\frac{z_{B1}}{z_1} = \frac{k - 1}{2}. \quad (a)$$

Из этого равенства следует:

$$\text{при } k > 3 \quad z_{B1} > z_1;$$

$$\text{при } k < 3 \quad z_{B1} < z_1.$$

Таким образом, если $k > 3$, минимальное число зубьев будет на солнечной шестерне и с нее надо начинать подбор числа зубьев. Используя условие сборки (78) и подставляя вместо z'_1 его значение $z'_1 = z_1 k$, найдем z_1

$$z'_1 + z_1 = a\gamma = z_1(1 + k),$$

или

$$z_1 = \frac{a\gamma}{1 + k}. \quad (79)$$

Если $k < 3$, то минимальное число зубьев будет на сателлите и задачу надо решать относительно z_{B1} .

Подставляя в (a) значение z_1 из (79), получим

$$z_{B1} = \frac{a\gamma(k - 1)}{2(k + 1)}. \quad (80)$$

Для планетарной передачи с внешним зацеплением.

Условие соосности:

$$m_1(z_1 + z_{B1}) = m_2(z_2 + z_{B2}), \quad (81)$$

где модули зацепления m_1 и m_2 могут быть разными.

Условие сборки:

$$\frac{z_2}{z_{B2}} - \frac{z_1}{z_{B1}} = a\gamma. \quad (82)$$

В данном случае для решения задачи нужно использовать дополнительное условие разбивки зубьев $\frac{z_2}{z_{B2}}$ и $\frac{z_1}{z_{B1}}$ так,

чтобы не было большой разницы между ними и получится требуемое передаточное число всей передачи.

Условие соседства аналогично эпициклической передаче.

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕМЕНТЫ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Усилия и моменты, действующие на элементы планетарной передачи, являются основой для расчета шестерен, подшипников и других деталей, а также для расчета тормозов и блокировочных фрикционных. При выводах зависимости вращения всех элементов считается равномерным и потери на трение не учитываются.

Для эпициклического планетарного ряда.

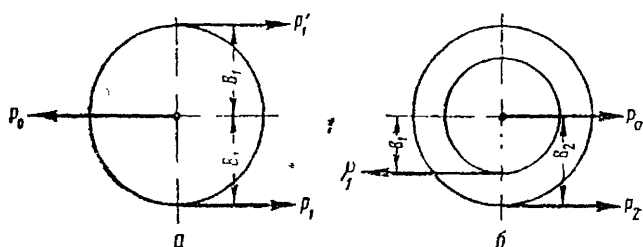
Из условия равновесия сателлита имеем (фиг. 124, а)

$$P_1' B_1 = P_1 B_1,$$

откуда

$$P_1' = P_1,$$

$$P_0 = 2P_1.$$



Фиг. 124. Равновесие сателлита и блока сателлитов

Если солнечная шестерня ведущая, то момент M_1 на ее валу можно определить по моменту двигателя, тогда

$$P_1 = \frac{M_1}{A_1},$$

и момент M_{01} , действующий на водило, будет:

$$M_{01} = P_0 A_0 = 2P_1 (A_1 + B_1) = 2P_1 \left(A_1 + \frac{A_1' - A_1}{2} \right) = P_1 (A_1' + A_1).$$

Подставляя значение P_1 и замечая, что $\frac{A_1'}{A_1} = k$, найдем

$$M_{01} = M_1 (1 + k). \quad (83)$$

Момент M_1' , действующий на эпициклическую шестерню, определяется так:

$$M_1' = P_1' A_1' = P_1 A_1' = M_1 \frac{A_1'}{A_1};$$

$$M_1' = M_1 k. \quad (84)$$

Поделив почленно уравнения (83) и (84), получим третье важное соотношение:

$$M_{01} = M_1' \frac{1+k}{k}. \quad (85)$$

Следует подчеркнуть, что эти однозначные соотношения моментов (83), (84) и (85), действующих на элементы планетарных рядов, справедливы для любого режима их работы и позволяют найти все моменты в любой сложной планетарной передаче.

Для планетарного ряда с внешним зацеплением.

Из условия равновесия блока сателлитов имеем (см. фиг. 124, б)

$$P_0 B_2 = P_1 (B_2 - B_1); \quad P_2 B_2 = P_1 B_1,$$

откуда

$$P_2 = P_1 \frac{B_1}{B_2}$$

и

$$P_0 = P_1 \frac{B_2 - B_1}{B_2} = P_1 \left(1 - \frac{B_1}{B_2}\right).$$

Для планетарной передачи с внешним зацеплением соотношение моментов, действующих на его элементы, будет

$$M_2 = M_1 k;$$

$$M_0 = M_1 (1 - k),$$

где

$$k = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_{B1}}{z_{B2}}.$$

Определение тормозного момента.

Тормозной момент в общем виде можно вывести из следующих соображений. На всякую планетарную передачу с заторможенным элементом действуют три внешних момента, определяющих состояние равновесия системы:

$$M_{\text{вн}} + M_{\text{в}} + M_{\text{т}} = 0,$$

где $M_{\text{вн}}$ — момент на ведущем звене;

$M_{\text{в}}$ — момент на ведомом звене;

$M_{\text{т}}$ — тормозной момент.

Передающее число планетарного механизма можно выразить так:

$$i = - \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{вн}}},$$

откуда

$$M_{\text{в}} = - M_{\text{вн}} i.$$

Подставив найденное значение M_b в уравнение равновесия, найдем

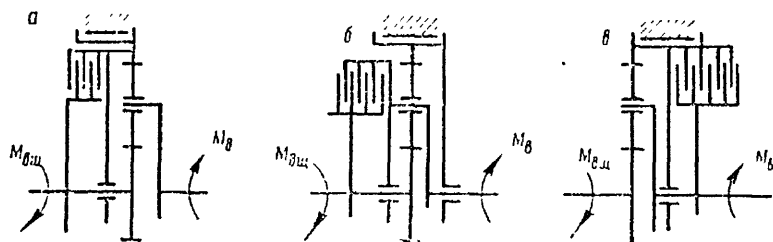
$$M_T = M_{вн}(i - 1). \quad (86)$$

При определении тормозного момента необходимо учитывать знак при передаточном числе; для заднего хода передаточное число подставляется со знаком «—».

§ 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА БЛОКИРОВОЧНОГО ФРИКЦИОНА

Моменты блокировочных фрикционов в планетарных передачах являются внутренними и определяются в зависимости от усилий, действующих на звенья данной передачи. Рассмотрим возможные способы блокировок и соответствующие им моменты фрикционов.

Допустим, что ведущей является солнечная шестерня, а ведомым водило (фиг. 125).



Фиг. 125. Схемы расположения блокировочного фрикциона при ведущей солнечной шестерне

1. Фрикцион блокирует солнечную шестерню с энциклом (фиг. 125, а). Считаем известной величину момента на ведущем валу $M_{вн}$. Момент от ведущего вала на водило передается двумя потоками: через солнечную шестерню и сателлит и через фрикцион и сателлит. Величины потоков неизвестны, что не позволяет прямо определить момент фрикциона. Поступаем следующим образом:

Известно, что момент на ведомом валу равен по абсолютной величине $M_b = M_{вн} i$; но так как система заблокирована, то $i = 1$, следовательно, $M_b = M_{вн}$. По известному теперь моменту M_b , приложенному к водилу, находим по формуле (85) интересующий нас момент, блокировочного фрикциона, равный моменту энциклической шестерни:

$$M_1' = M_{с1} \frac{k}{1 + k};$$

$$M_{\phi} = M_{вн} \frac{k}{1 + k}.$$

Фрикцион нагружен моментом, меньшим момента на ведущем валу.

2. Фрикцион блокирует солнечную шестерню с водилом (фиг. 125, б). Поскольку фрикцион соединяет непосредственно ведущий и ведомый валы, а эпициклическая шестерня свободна

$$M_{\phi} = M_{\text{вщ}}.$$

3. Фрикцион блокирует эпициклическую шестерню с водилом (рис. 125, в).

Момент $M_{\text{вщ}}$ передается водилу двумя потоками: частью через сателлит, частью через эпицикл и фрикцион.

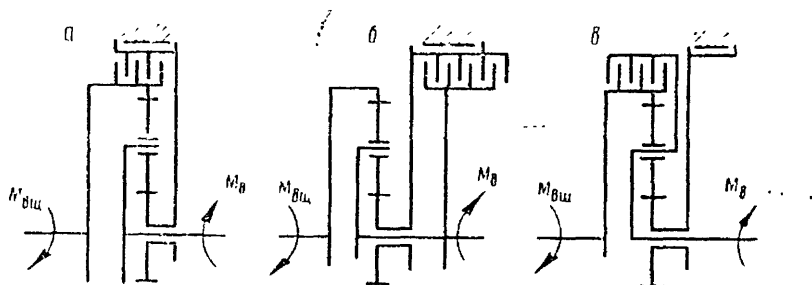
Момент фрикциона равен моменту эпициклической шестерни и, следовательно, по формуле (84) в k раз больше момента солнечной шестерни

$$M_{\phi} = M_1' = M_{\text{вщ}}k.$$

Из рассмотренных вариантов блокировки наиболее выгодным является первый (см. фиг. 125, а), так как фрикцион нагружен наименьшим моментом и будет иметь малые габариты.

Если ведущей будет эпициклическая шестерня, а ведомым — водило (фиг. 126), то получим следующие зависимости моментов фрикциона от способов блокировки.

1) Эпициклическая шестерня блокируется с солнечной (фиг. 126, а).



Фиг. 126. Схемы расположения блокировочного фрикциона при ведущем эпицикле

От эпицикла момент передается на водило двумя потоками: через сателлит и через фрикцион и солнечную шестерню. Величины потоков неизвестны, поэтому воспользуемся равенством моментов на ведущем $M_{\text{вщ}}$ и ведомом $M_{\text{в}}$ валах и найдем момент фрикциона, равный моменту солнечной шестерни, по известному моменту $M_{\text{в}}$ водила из формулы (83)

$$M_{\phi} = M_1 = M_{\text{в}} \frac{1}{1+k} = \frac{M_{\text{вщ}}}{1+k}.$$

В данном случае момент фрикциона в $1+k$ раз меньше момента на ведущем валу.

2) Солнечная шестерня блокируется с водилом (фиг. 126, б). Момент эпицикла передается на сателлит и от него частью непо-

средственно на водило, частью через солнечную шестерню и фрикцион на водило. Используя однозначную связь моментов энциклической и солнечной шестерен (81), можно написать

$$M_{\text{ф}} = M_{\text{вн}} \frac{1}{k};$$

момент фрикциона в k раз меньше момента на ведущем валу.

3) Энциклическая шестерня блокируется с водилом (фиг. 126, в). Фрикцион связывает непосредственно ведущий и ведомый элементы, поэтому он нагружается полным передаваемым моментом, т. е.

$$M_{\text{ф}} = M_{\text{вн}}$$

Из рассмотренных вариантов наиболее выгодным является первый (фиг. 126, а).

Приведенные выражения дают возможность выбрать элементы, наиболее целесообразные для блокировки, с тем чтобы получить меньшие габариты фрикциона. Практически, однако, не всегда оказывается возможным блокировать наиболее выгодные элементы планетарной передачи, так как встречаются трудности конструктивного порядка (невозможность размещения фрикциона или привода к нему). В таких случаях нужно выбрать наиболее приемлемое решение с точки зрения конструкции и габаритов фрикциона.

§ 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

В планетарных механизмах мощность передается в переносном и относительном движениях. Передача мощности относительным движением сопровождается потерями на трение в полюсах зацепления шестерен, а при передаче мощности переносным движением такие потери отсутствуют. Поэтому коэффициент полезного действия планетарного механизма будет тем выше, чем большая часть мощности передается переносным движением.

Существует несколько методов определения коэффициента полезного действия планетарных передач. Наиболее простым и удобным для практического использования является метод, разработанный проф. Крейнсом М. А. Ниже приводится краткое изложение этого метода. Для однорядной планетарной передачи (см. фиг. 116) напомним известное уравнение мощности в относительном движении (при остановленном водиле) с учетом потерь в полюсах зацепления. Для случая, когда ведущей является солнечная шестерня, можно написать

$$M_1(n_1 - n_{01})\eta + M'_1(n'_1 - n_{01}) = 0.$$

Разделив уравнение почленно на $n'_1 - n_{01}$, получим

$$M_1 k \eta + M'_1 = 0, \quad (a)$$

где η — к. п. д. эпициклического планетарного ряда в относительном движении; при расчетах принимают

$$\eta = \eta_{\text{внутр}} \eta_{\text{внешн}} \approx 0,99 \cdot 0,97 = 0,96.$$

Если принять ведущей эпициклическую шестерню, получим

$$M_1 (n_1 - n_{01}) + M_1' (n_1' - n_{01}) \eta = 0,$$

или

$$\begin{aligned} M_1 k + M_1' \eta &= 0; \\ M_1 k \eta^{-1} + M_1' &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Уравнения (а) и (б) можно написать в общем виде так:

$$M_1 k \eta^x + M_1' = 0. \quad (в)$$

Показатель степени $x = \pm 1$; $x = +1$, если ведущей является солнечная шестерня

$$M_1 (n_1 - n_{01}) > 0;$$

$x = -1$, если ведущей является эпициклическая шестерня

$$M_1 (n_1 - n_{01}) < 0.$$

Если пренебречь потерями, то уравнение мощности в относительном движении для данной системы примет вид

$$M_1 k + M_1' = 0. \quad (г)$$

Сравнивая выражения (в) и (г) замечаем, что они отличаются множителями при M_1 : при учете потерь множитель равен $k\eta^x$, а без учета потерь равен k .

Теперь перейдем к определению коэффициента полезного действия сложной, многорядной планетарной передачи. Коэффициентом полезного действия передачи называется отношение мощности N_n , отводимой, к мощности $N_{\text{ввх}}$, подведенной к планетарной передаче:

$$\eta_p = \frac{N_n}{N_{\text{ввх}}} = \frac{-M_{\text{в}} n_{\text{в}}}{M_{\text{ввх}} n_{\text{ввх}}} = \frac{\left[-\frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{ввх}}} \right]}{\left[\frac{n_{\text{ввх}}}{n_{\text{в}}} \right]},$$

где индексом „ввх“ обозначен ведущий элемент, а индексом „в“ — ведомый. Отношение $\frac{n_{\text{ввх}}}{n_{\text{в}}} = i_p$ есть кинематическое передаточное число. Отношение $\frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{ввх}}} = \hat{i}_p$ называется силовым передаточным числом, так как момент $M_{\text{в}}$ берется с учетом потерь в передаче.

Окончательно имеем

$$\eta_p = \frac{\hat{i}_p}{i_p}. \quad (87)$$

Следовательно, коэффициент полезного действия планетарной передачи равен отношению силового передаточного числа к кинематическому. Кинематическое передаточное число любой сложной

планетарной передачи является функцией характеристик k планетарных рядов, входящих в сложную передачу,

$$i_p = f(k_1, k_2, \dots, k_n).$$

Для нашего примера из уравнений (в) и (г), а в общем случае для любой сложной планетарной передачи на основании работ проф. Крейнса можно заключить, что для получения силового передаточного числа (учитывающего потери в передаче) необходимо взять кинематическое передаточное число i_p и каждое k в нем умножить на τ_i^x .

Полученное силовое передаточное число будет

$$\hat{i}_p = f(k_1 \tau_1^{x_1}, k_2 \tau_1^{x_2}, \dots, k_n \tau_1^{x_n}), \quad (88)$$

где

$$x_k = \text{sign} \frac{k_k}{i_p} \cdot \frac{\partial i_p}{\partial k_k}, \quad (89)$$

т. е. показатель степени x_k равен единице со знаком произведения $\frac{k_k}{i_p}$ на частную производную кинематического передаточного числа по k_k .

Порядок определения к. п. д. планетарной передачи.

1. Пользуясь кинематической схемой и уравнениями кинематики, определяем кинематические передаточные числа планетарного механизма на различных ступенях:

$$i_p = f(k_1, k_2, \dots, k_n).$$

2. Подставив в кинематические передаточные числа в виде сомножителей при k_k коэффициент полезного действия в степени x_k найдем силовые передаточные числа:

$$\hat{i}_p = f(k_1 \tau_1^{x_1}, k_2 \tau_1^{x_2}, \dots, k_n \tau_1^{x_n}).$$

3. По выражению $x_k = \text{sign} \frac{k_k}{i_p} \cdot \frac{\partial i_p}{\partial k_k}$ определяем знаки при показателях степени x_k .

4. Используя полученные данные, подсчитываем к.п.д. планетарного механизма на различных ступенях.

Задача. Дана кинематическая схема трехступенчатой планетарной коробки передач с двумя степенями свободы (фиг. 127).

Передаточные числа $i_1 = 4,6$; $i_2 = 2,2$; $i_3 = 1$. Первая передача включается тормозом T_1 , вторая—тормозом T_2 , третья (прямая)—фрикционом Φ . Число спутников $a = 4$.

Требуется построить план скоростей и определить:

1) числа зубьев шестерен;

2) расчетные (наибольшие) моменты солнечных шестерен, тормозные моменты и момент блокировочного фрикциона в зависимости от момента $M_{\text{вх}}$ приложенного к ведущему валу;

3) коэффициент полезного действия на первой и второй передачах.

* Математический смысл sign означает «знак».

б) Для второй передачи (затянут тормоз T_2) выписываем уравнения кинематики обоих планетарных рядов (поскольку работают оба ряда):

$$n_1 = n_{01} (1 + k_1) - n_1' k_1; \quad (a)$$

$$n_2 = n_{02} (1 + k_2) - n_2' k_2. \quad (б)$$

Рассматривая схему (см. фиг. 127), обнаруживаем следующие дополнительные условия:

$$n_2' = 0; \quad n_1 = n_2; \quad n_1' = n_{02}.$$

Учитывая эти условия, из уравнения (б) получим:

$$n_1 = n_{02} (1 + k_2),$$

отсюда находим $n_{02} = \frac{n_1}{1 + k_2}$ и подставляем его в уравнение (а) вместо n_1' :

$$n_1 = n_{01} (1 + k_1) - \frac{k_1 n_1}{1 + k_2},$$

откуда

$$i_2 = \frac{n_1}{n_{01}} = \frac{1 + k_1}{1 + \frac{k_1}{1 + k_2}}.$$

Подставляя сюда известные i_2 и k_1 , найдем:

$$k_2 = 2,3.$$

Во втором планетарном ряду ($k_2 < 3$) наименьшей шестерней будет сателлит, и определение числа зубьев следует начинать с сателлита. По формуле (80) получим

$$z_{02} = \frac{a \gamma (k_2 - 1)}{2 (k_2 + 1)} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot \gamma}{2 \cdot 3,3}.$$

Принимая $\gamma = 33$, находим: $z_{02} = 26$;

$$z_2 = z_{02} \frac{2}{k_2 - 1} = 26 \cdot \frac{2}{1,3} = 40;$$

$$z_2' = z_2 k_2 = 40 \cdot 2,3 = 92.$$

2. Определение расчетных (наибольших) моментов солнечных шестерен, тормозных моментов и момента блокировочного фрикциона.

а) Определение моментов удобнее начинать с описания внешних тормозных моментов. По формуле (86) найдем

$$M_{T1} = M_{\text{вн}} (i_1 - 1) = M_{\text{вн}} (4,6 - 1) = 3,6 M_{\text{вн}};$$

$$M_{T2} = M_{\text{вн}} (i_2 - 1) = M_{\text{вн}} (2,2 - 1) = 1,2 M_{\text{вн}}.$$

б) Солнечная шестерня второго ряда нагружается моментом M_2 только на второй передаче. Зная момент на эпициклической шестерне этого ряда $M_2' = M_{T2} = 1,2 M_{\text{вн}}$, по формуле (84) найдем

$$M_2 = \frac{M_2'}{k_2} = \frac{1,2}{2,3} \cdot M_{\text{вн}} = 0,52 M_{\text{вн}}.$$

Этот момент и будет расчетным для определения необходимых размеров зубьев шестерен второго планетарного ряда.

Солнечная шестерня первого ряда нагружается при работе коробки передач на первой ступени моментом:

$$M_1 = M_{\text{вн}}$$

и при работе на второй передаче моментом, определяемым по формуле (83),

$$M_1 = M_{01} \frac{1}{1 + k_1} = M_{\text{в}} \frac{1}{1 + k_1} = M_{\text{вн}}' \cdot \frac{i_2}{1 + k_1} = M_{\text{вн}} \frac{2,2}{4,6} = 0,48 M_{\text{вн}}.$$

Следовательно, расчетным для солнечной шестерни будет момент $M_{вщ}$, нагружающий эту шестерню на первой передаче.

в) Момент блокировочного фрикциона. При включенном блокировочном фрикционе получается прямая передача с передаточным числом $i_3 = 1$. Мощность от ведущего вала передается через фрикцион и солнечные шестерни. Поэтому момент фрикциона следует определять со стороны ведомого вала с учетом равенства $M_{вщ} = M_{\phi}$. Фрикцион блокирует эпицикл второго ряда с валом. следовательно, момент фрикциона будет равен моменту на эпицикле, т. е.

$$M_{\phi} = M_2'.$$

Пользуясь известными соотношениями моментов, действующих на элементы планетарного ряда (85), найдем

$$M_1' = M_B \frac{k_1}{1 + k_1}.$$

По условию равновесия вала второго и эпицикла первого рядов получим

$$M_{02} = M_1' = M_B \frac{k_1}{1 + k_1}.$$

Используя формулу (85) еще раз, получим

$$M_2' = M_{02} \frac{k_2}{1 + k_2} = M_B \frac{k_1 k_2}{(1 + k_1)(1 + k_2)}.$$

Окончательно находим

$$M_{\phi} = M_{вщ} \frac{k_1 k_2}{(1 + k_1)(1 + k_2)} = 0,545 M_{вщ}.$$

3. Определение к.п.д.

а) На первой передаче. Кинематическое передаточное число определено выше:

$$i_1 = 1 + k_1.$$

Словос передаточное число

$$\hat{i}_1 = 1 + k_1 \gamma_1.$$

Определяем знак x_1 :

$$x_1 = \text{sign} \frac{k_1}{i_1} \cdot \frac{\partial i_1}{\partial k_1} = \text{sign} \frac{k_1}{1 + k_1} \cdot \frac{\partial (1 + k_1)}{\partial k_1} = +1.$$

Находим к.п.д.:

$$\eta_1 = \frac{\hat{i}_1}{i_1} = \frac{1 + k_1 \gamma_1}{1 + k_1} = \frac{1 + 3,6 \cdot 0,96}{4,6} = 0,97.$$

б) На второй передаче. Кинематическое передаточное число выведено ранее. Преобразуем его в более удобный вид:

$$i_2 = \frac{1 + k_1}{1 + \frac{k_1}{1 + k_2}} = 1 + \frac{k_1 k_2}{1 + k_1 + k_2}.$$

Находим словос передаточное число

$$\hat{i}_2 = 1 + \frac{k_1 k_2 \gamma_1 \gamma_2}{1 + k_1 \gamma_1 + k_2 \gamma_2};$$

определяем знаки x_1 и x_2 :

$$x_1 = \text{sign} \frac{k_1}{i_2} \cdot \frac{\partial i_2}{\partial k_1} = \text{sign} \frac{k_1}{i_2} \cdot \frac{\partial \left(1 + \frac{k_1 k_2}{1 + k_1 + k_2} \right)}{\partial k_1};$$

$$x_1 = \text{sign} \left\{ \frac{k_1}{i_2} \left[0 + \frac{k_2 (1 + k_2)}{(1 + k_1 + k_2)^2} \right] \right\} = +1;$$

$$x_2 = \operatorname{sign} \frac{k_2}{i_2} \cdot \frac{\partial i_1}{\partial k_2} = \operatorname{sign} \frac{k_2}{i_2} \frac{\partial \left(1 + \frac{k_1 k_2}{1 + k_1 + k_2} \right)}{\partial k_2};$$

$$v_2 = \operatorname{sign} \left\{ \frac{k_2}{i_2} \left[0 + \frac{k_1 (1 + k_1)}{(1 + k_1 + k_2)^2} \right] \right\} = +1.$$

Находим к. п. д.

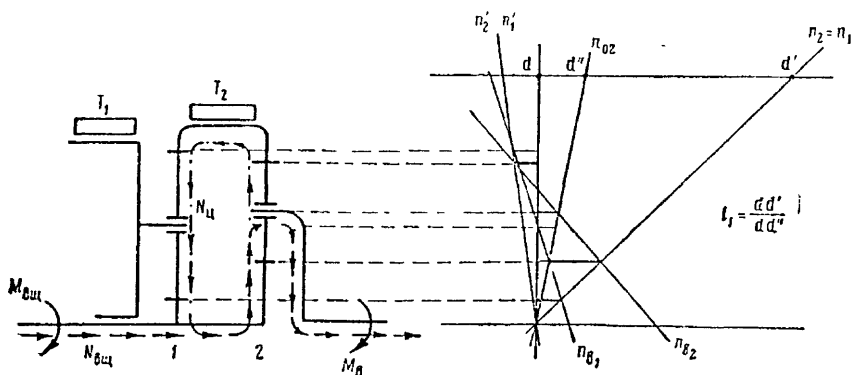
$$\eta_{12} = \frac{\Delta i_2}{i_2} = \frac{1 + \frac{k_1 k_2 i_1^2}{1 + (k_1 + k_2) i_1}}{1 + \frac{k_1 k_2}{1 + k_1 + k_2}} = \frac{1 + \frac{3,6 \cdot 2,3 \cdot 0,96^2}{1 + (3,6 + 2,3) 0,96}}{2,2}.$$

$$\eta_{12} = 0,973.$$

§ 9. ЦИРКУЛИРУЮЩАЯ МОЩНОСТЬ, ВОЗНИКАЮЩАЯ В СЛОЖНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМАХ

В замкнутых контурах некоторых сложных планетарных механизмов возникает так называемая циркулирующая мощность, нередко превышающая мощность, подводимую от двигателя. Циркулирующая мощность повышает нагрузку на детали, образующие замкнутый контур, увеличивает напряженность режима их работы, снижает коэффициент полезного действия, вызывает усиленный износ деталей и может привести даже к поломкам. Поэтому при создании сложных планетарных механизмов следует избегать замкнутых контуров с циркулирующей мощностью. В случае, если по каким-либо соображениям ее нельзя исключить (например, для получения большого передаточного числа), то она должна быть учтена при расчете деталей на прочность.

Познакомимся с определением циркулирующей мощности на конкретном примере (фиг. 128).



Фиг. 128. Кинематическая схема и план скоростей планетарной коробки передач с циркуляцией мощности

Механизм состоит из двух планетарных рядов и имеет две передачи: первая передача включается тормозом T_1 , вторая — тормозом T_2 . Передаточное число первой передачи i_1 получаем из уравнений кинематики (в работе участвуют оба планетарных ряда):

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{01}(1 + k_1) - n_1' k_1; \\ n_2 &= n_{02}(1 + k_2) - n_2' k_2. \end{aligned}$$

Как видно из схемы,

$$n_1 = n_2; \quad n_1' = n_2'; \quad n_{01} = 0.$$

Используя полученные зависимости, найдем из первого уравнения:

$$n_1 = -n_1' k_1 \quad \text{или} \quad n_1' = -\frac{n_1}{k_1} = -\frac{n_2}{k_1}.$$

Подставив во второе уравнение найденное значение n_1' и произведя несложные преобразования, найдем передаточное число i_1

$$i_1 = \frac{n_2}{n_{02}} = \frac{(1 + k_2) k_1}{k_1 - k_2}.$$

В знаменатель выражения входит разность $k_1 - k_2$, поэтому при малых значениях этой разности i_1 может получиться очень большим.

Таким образом, в данном механизме на первой передаче можно получить большие передаточные числа путем подбора характеристик планетарных рядов k_1 и k_2 . Например,

$$\begin{aligned} \text{при } k_1 = 2,5, \quad k_2 = 2, \quad i_1 &= 15; \\ \text{при } k_1 = 3,5, \quad k_2 = 2, \quad i_1 &= 7. \end{aligned}$$

На второй передаче работает один планетарный ряд и передаточное число будет равно

$$i_2 = 1 + k_2.$$

Возможности варьирования передаточным числом на второй передаче ограничены величиной k_2 . При принятом выше $k_2 = 2$ передаточное число $i_2 = 3$.

Моменты, действующие на звенья планетарного механизма.

Момент на ведомом валу на первой передаче

$$M_B = M_{\text{вх}} i_1 = M_{\text{вх}} \cdot \frac{(1 + k_2) k_1}{k_1 - k_2}.$$

Зная момент на ведомом валу, по формулам (85) и (83) легко найти моменты на солнечной шестерне и эпицикле второго ряда:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_B \frac{1}{1 + k_2} = M_{\text{вх}} \frac{k_1}{k_1 - k_2}; \\ M_2' &= M_B \frac{k_2}{1 + k_2} = M_{\text{вх}} \frac{k_1 k_2}{k_1 - k_2}. \end{aligned}$$

Величина $\frac{k_1}{k_1 - k_2}$ всегда будет больше единицы, поскольку $k_2 > 0$, следовательно, на солнечную шестерню второго ряда действует момент M_2 , больший момента двигателя. Это означает, что к солнечной шестерне второго ряда подводится не только момент двигателя, но и момент от солнечной шестерни первого ряда. Величина момента, подводимого к солнечной шестерне второго ряда от солнечной шестерни первого ряда, может быть найдена по формуле (84):

$$M_1 = \frac{M_1'}{k_1} = \frac{M_2'}{k_1} = \frac{k_2}{k_1 - k_2} M_{\text{вм}}.$$

Направление момента M_1 , действующего на солнечную шестерню первого ряда со стороны сателлитов, совпадает с направлением ее вращения. Это означает, что мощность в первом ряду передается от эпицикла к солнечной шестерне. Величину этой циркулирующей мощности подсчитаем так:

$$N_{\text{ц}} = \frac{M_1 n_1}{716,2} = \frac{M_{\text{вм}} n_{\text{вм}}}{716,2} \cdot \frac{k_2}{k_1 - k_2} = N_{\text{вм}} \frac{k_2}{k_1 - k_2}.$$

Для наших примеров циркулирующая мощность будет:

при $i_1 = 15$, когда $k_1 = 2,5$, $k_2 = 2$, $N_{\text{ц}} = 4N_{\text{вм}}$;

при $i_1 = 7$, когда $k_1 = 3,5$, $k_2 = 2$, $N_{\text{ц}} = 1,33 N_{\text{вм}}$.

т е циркулирующая мощность растет с увеличением передаточного числа. Эта мощность передается от эпицикла A'_2 на эпицикл A'_1 , далее через сателлит B_1 на солнечную шестерню A_1 и, складываясь с мощностью двигателя, поступает на солнечную шестерню A_2 . Далее через сателлит B_2 мощность $N_{\text{вм}}$ передается на водило, а мощность $N_{\text{ц}}$ поступает на эпицикл. Мощность $N_{\text{ц}}$ циркулирует по замкнутому контуру, отсюда и название ее циркулирующая. Условность понятия «циркулирующая мощность» заключается в том, что мощность эта получается путем формального перемножения возникающей внутри механизма момента на угловую скорость нагруженной моментом детали; отвести эту мощность из контура, направить в нужное место и использовать как мощность двигателя невозможно.

Для того, чтобы избавиться от циркулирующей мощности, внесем в рассмотренный механизм некоторые изменения, а именно: введем в первый планетарный ряд промежуточную шестерню и для простоты закрепим ее ось и ось сателлита в корпусе (что равносильно торможению водила). Полученная схема показана на фиг. 129.

В принципе эта схема отличается от первой направлением вращения эпициклов. Как видно из плана скоростей, эпициклы и солнечные шестерни вращаются в одну сторону. Кинематика и динамика

данного механизма (см. фиг. 129) значительно отличается от предыдущего

Передаточное число механизма, полученное из уравнений кинематики, равно

$$i_1 = \frac{(1 + k_2)k_1}{k_1 + k_2}.$$

В этой схеме передаточное число будет значительно меньше. Для принятых выше значений $k_1 = 2,5$ и $k_2 = 2$ получим $i_1 = 1,67$.

Момент на водиле

$$M_B = M_{B_{\text{вн}}} i_1 = M_{B_{\text{вн}}} \frac{(1 + k_2)k_1}{k_1 + k_2};$$

момент на солнечной шестерне A_2

$$M_2 = M_B \frac{1}{1 + k_2} = M_{B_{\text{вн}}} \frac{k_1}{k_1 + k_2}.$$

В данном случае момент M_2 меньше момента двигателя, следовательно, часть момента $M_{B_{\text{вн}}}$ через солнечную шестерню A_1 , сателлиты, эпициклы A_1' и A_2' и сателлит B_2 передается на водило. В этой схеме на солнечной шестерне A_1 происходит разветвление мощности, которая затем идет двумя потоками и складывается на оси сателлита B_2 и передается на водило. В отличие от схемы с циркулирующей мощностью в данном случае звенья загружаются неполным моментом $M_{B_{\text{вн}}}$.

§ 10. ВЛИЯНИЕ ЦИРКУЛИРУЮЩЕЙ МОЩНОСТИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ МЕХАНИЗМА

Коэффициент полезного действия определяем по выражению

$$\eta_i = \frac{\dot{i}_p}{\dot{i}_p}.$$

1. Для механизма с циркуляцией мощности (см. фиг. 128) на первой передаче силовое передаточное число получим из уравнения 88.

$$\dot{i}_1 = \frac{(1 + k_2 \eta^x) k_1 \eta_1^{x_1}}{k_1 \eta_1^{x_1} - k_2 \eta^x}.$$

Определяем знаки x_1 и x_2 :

$$x_1 = \text{sign} \frac{k_1}{i_1} \cdot \frac{\partial (1 + k_2) k_1}{\partial k_1} = \text{sign} \frac{k_1}{i_1} \cdot \frac{-k_2 (1 + k_2)}{(k_1 - k_2)^2} = -1;$$

$$x_2 = \text{sign} \frac{k_2}{i_1} \cdot \frac{\partial (1 + k_2) k_1}{\partial k_2} = \text{sign} \frac{k_2}{i_1} \cdot \frac{k_1 (1 + k_1)}{(k_1 - k_2)^2} = +1.$$

Принимаем $\eta = 0,96$, $k_1 = 2,5$; $k_2 = 2$; ($i_1 = 1,5$);

тогда

$$\eta_{11} = \frac{(1 + 2 \cdot 0,96) \cdot 2,5}{\left(\frac{2,5}{0,96} - 2 \cdot 0,96 \right) \cdot 0,96} = 0,745.$$

При $k_1 = 3,5$, $k_2 = 2$ ($i_1 = 7$)

$$\eta_{11} = \frac{(1 + 2 \cdot 0,96) \cdot 3,5 \cdot \frac{1}{0,96}}{3,5 \cdot \frac{1}{0,96} - 2 \cdot 0,96} = 0,88.$$

Отсюда видно, что с уменьшением передаточного числа i_1 (а следовательно, и с уменьшением циркулирующей мощности) к.п.д. возрастает.

2. Для механизма без циркуляции мощности (см. фиг. 129) силовое передаточное число равно

$$i_1^{\wedge} = \frac{(1 + k_2 \eta_1) k_1 \eta_1}{k_1 \eta_1 + k_2 \eta_2}.$$

Определяем знаки x_1 и x_2 :

$$x_1 = \text{sign} \frac{k_1}{i_1} \cdot \frac{\partial (1 + k_2) k_1}{\partial k_1} = \text{sign} \frac{k_1}{i_1} \cdot \frac{k_2 (1 + k_2)}{(k_1 + k_2)^2} = +1;$$

$$x_2 = \text{sign} \frac{k_2}{i_1} \cdot \frac{\partial (1 + k_2) k_1}{\partial k_2} = \text{sign} \frac{k_2}{i_1} \cdot \frac{k_1 (k_1 - 1)}{(k_1 + k_2)^2} = +1.$$

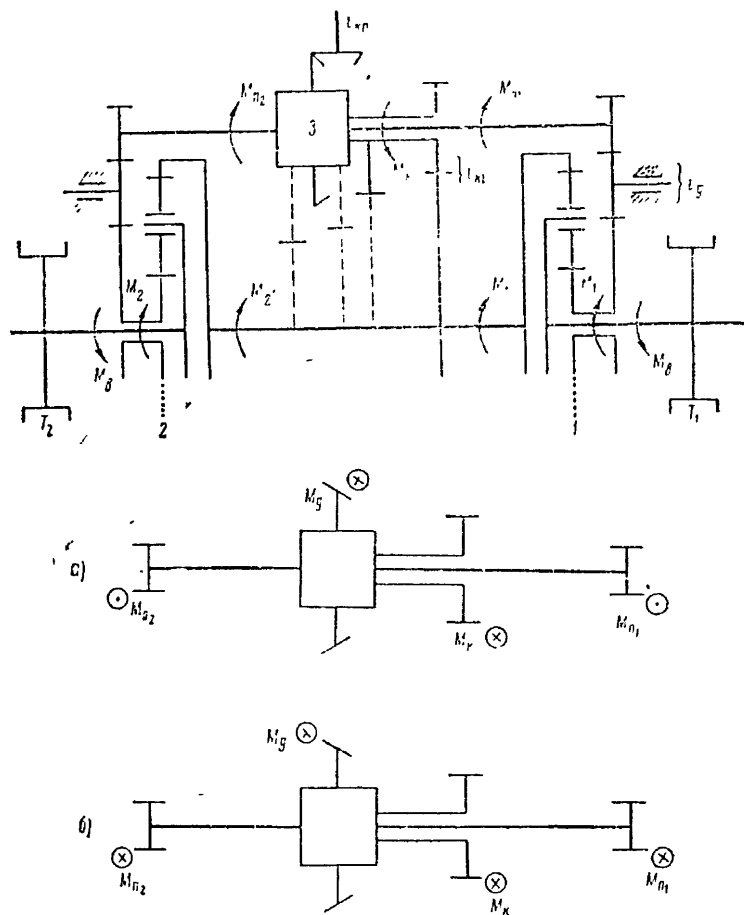
Для случая $k_1 = 2,5$, $k_2 = 2$ получим

$$\eta_{11} = \frac{(1 + 2 \cdot 0,96) 2,5 \cdot 0,96}{2,5 \cdot 0,96 + 2 \cdot 0,96} = \frac{1,62}{1,67} = 0,973.$$

Приведенные примеры показывают, что в схемах сложных планетарных механизмов с замкнутыми контурами при наличии циркуляции мощности можно получить большие передаточные числа, но при этом будет низкий к.п.д. Звенья, входящие в замкнутый контур, придется рассчитывать на момент, значительно превышающий момент, подводимый от двигателя.

В механизмах с замкнутыми контурами, где отсутствует циркулирующая мощность, можно получить небольшие передаточные числа, но такие механизмы обладают высоким к.п.д. и звенья замкнутого контура будут нагружены моментом, который меньше момента двигателя.

В качестве второго примера механизма с наивысшим шарком вращающей мощностью рассмотрим механизм передач и поворота танка МК-IV. В состав механизма передач и поворота (фиг. 130) входит коническая передача z_{k1} , планетарная двухвальная коробка передач z_{k2} на 4 ступени, простой планетарный дифференциал 3, две дополнительные передачи i_1 и два суммирующих планетарных ряда 1 и 2 с остановочными тормозами на ведомых валах. Для принципиального анализа работы механизма только при прямолинейном движении с равными сопротивлениями перед обеими гусеницами будем считать дифференциал заблокированным, коэффициент полезного действия механизма и передаточное число конической передачи положим равными единице



Фиг. 130. Кинематическая схема механизма передач и поворота танка МК-IV (тормоза поворота на схеме не показаны)

дифференциал 3, две дополнительные передачи i_1 и два суммирующих планетарных ряда 1 и 2 с остановочными тормозами на ведомых валах. Для принципиального анализа работы механизма только при прямолинейном движении с равными сопротивлениями перед обеими гусеницами будем считать дифференциал заблокированным, коэффициент полезного действия механизма и передаточное число конической передачи положим равными единице

Как видно из схемы, вращение от двигателя на валу суммирующих планетарных рядов 1 и 2 передается через коробку передач и эпиньоны и, кроме того, через дифференциал 3, дополнительные передачи и сошниковые шестерни. По-

этому передаточное число механизма передач и поворота здесь не будет совпадать с передаточным числом коробки передач. Для вывода передаточного числа воспользуемся уравнением кинематики планетарного ряда.

$$n_1 = n_{01} (1 - i_k) - n_1' k.$$

С учетом направления вращения элементов планетарного ряда и принимая $i_{k01} = 1$, получим

$$n_1' = n_d \cdot \frac{1}{i_{ki}}; \quad n_1 = -n_d \frac{1}{i_d};$$

где n_1 — обороты двигателя.

Подставив в уравнение кинематики вместо n_1' и n_1 их значения, получим

$$-n_d \frac{1}{i_d} = n_{01} (1 - k) - n_1' \frac{k}{i_{ki}},$$

откуда после преобразований найдем передаточное число механизма передач и поворота:

$$i_M = \frac{n_d}{n_{01}} = \frac{(1 + k) i_d i_{ki}}{k i_d - i_{ki}}.$$

Если в дополнительном приводе изъять промежуточную шестерню, то со шестерней и энцикла будут вращаться в одинаковом направлении и

$$n_1 = n_d \frac{1}{i_d}. \quad \text{Для такой схемы передаточное число будет}$$

$$i_M' = \frac{n_d}{n_{01}} = \frac{(1 + k) i_d i_{ki}}{k i_d + i_{ki}}.$$

Мощность N_k , нагружающая шестерни коробки передач, в зависимости от подведенной мощности двигателя N_d определится из условия равновесия промежуточного вала механизма (фиг. 130, а): *

$$M_k = M_{n1} + M_{n2} + M_d.$$

Моменты M_{n1} и M_{n2} на полуосях дифференциала можно выразить через момент M_k шестерни коробки передач, пользуясь формулой (84):

$$M_{n1} + M_{n2} = M_k i_{ki} \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{i_d}.$$

Подставляя эти значения в уравнение равновесия и умножая каждый его член на угловую скорость ω_d , мы перейдем к мощностям:

$$N_k \left(1 - \frac{i_{ki}}{k i_d} \right) = N_d;$$

$$\frac{N_k}{N_d} = \frac{k i_d}{k i_d - i_{ki}}.$$

При исключении паразитной шестерни в уравнении равновесия (фиг. 130, б) изменится лишь знак моментов M_{n1} и M_{n2} и в связи с этим

$$\frac{N_k'}{N_d} = \frac{k i_d}{k i_d + i_{ki}}.$$

* На схеме точками изображены усилия, направленные от плоскости чертежа на читателя, крестиками — усилия, направленные от читателя в плоскость чертежа.

Передачи	I	II	III	IV	Диапазон	Примечания
i_{ki}	2,706	1,286	0,730	0,455	5,95	$k = 2,214$ $i_d = 3,316$
i_m	6,25	2,27	1,18	0,705	8,86	С паразитной шестерней
$\frac{N_k}{N_d}$	1,58	1,21	1,11	1,01	—	
i_m'	2,88	1,59	0,965	0,622	4,63	Без паразитной шестерни
$\frac{N_k'}{N_d}$	0,73	0,85	0,91	0,94	—	

Как видно из табл. 15, при наличии в схеме паразитной шестерни, когда солнечная и эпициклическая шестерни вращаются в разные стороны, диапазон трансмиссии (8,86) больше диапазона коробки передач (5,95). Расширение диапазона связано с наличием циркулирующей мощности, достигающей на первой передаче 58% мощности двигателя. Коробка передач в этом случае нагружается более чем полуторной мощностью двигателя (фиг. 131, а). При отсутствии паразитной шестерни диапазон трансмиссии (4,63) оказывается меньше диапазона коробки передач, но зато отсутствует циркулирующая мощность и через коробку передач пропускается лишь часть мощности двигателя (фиг. 131, б).

Таким образом, при наличии циркулирующей мощности передаточные числа и диапазон трансмиссии возрастают. С исключением циркулирующей мощности передаточные числа и диапазон трансмиссии уменьшаются.

§ 11. СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Разработка планетарной коробки передач путем вычерчивания и исследования различных схем с целью выбора из них наилучшего варианта представляет весьма трудоемкий процесс. При этом нет гарантии, что исследованы именно все лучшие варианты и что наиболее подходящая схема еще не исследована. Метод синтеза, разработанный проф. М. А. Крейнсом, позволяет выявить все возможные варианты планетарной коробки передач и выбрать из них лучшие. Мы рассмотрим кратко синтез планетарных коробок передач с двумя степенями свободы.

1. Некоторые свойства элементарной планетарной передачи.

Сгруппируем все три члена известного уравнения кинематики (74) в одной части уравнения:

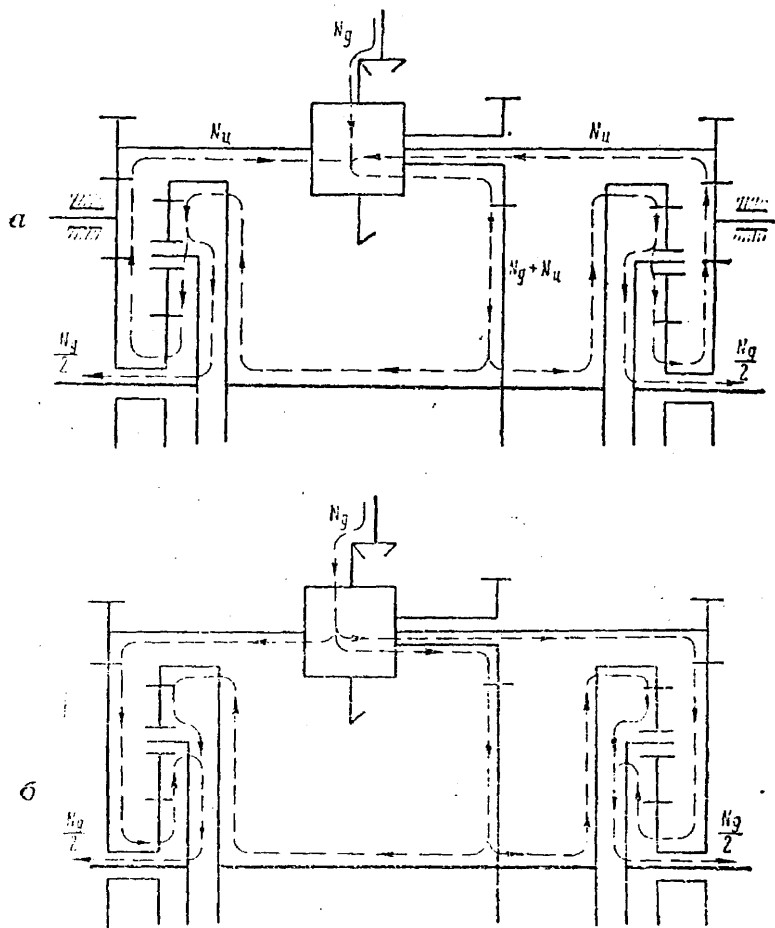
$$\omega_1 + k\omega_1' - (1 + k)\omega_0 = 0.$$

Нетрудно заметить два важные свойства коэффициентов этого общего уравнения.

1. Алгебраическая сумма коэффициентов уравнения кинематики равна нулю:

$$1 + k - (1 + k) = 0.$$

Из этого выражения вытекает, что всякое трехчленное линейное относительно трех угловых скоростей уравнение, удовлетворяющее этому свойству, представляет какой-то планетарный ряд.



Фиг. 131. Схема потоков мощности в механизме передач и поворота

2. Наименьший по абсолютной величине коэффициент 1 имеет угловая скорость солнечной шестерни. Средний коэффициент k относится к эпициклической шестерне, а максимальный коэффициент $(1 + k)$ — к угловой скорости водила.

Далее, пользуясь этими свойствами, перенесем уравнение кинематики планетарного ряда, выразив его коэффициенты через передаточное число i_p , осуществляемое планетарным рядом. Если обозначить угловую скорость ведущего элемента $\omega_{\text{вн}}$ и ведомого $\omega_{\text{в}}$, то, исходя из определения передаточного числа, можно написать

$$\frac{\omega_{\text{вн}}}{\omega_{\text{в}}} = i_p; \quad \omega_{\text{вн}} - \omega_{\text{в}} i_p = 0.$$

Для того, чтобы это уравнение было уравнением кинематики планетарного ряда, в него следует добавить третий член—угловую скорость тормозного элемента ω_p . При этом по первому свойству коэффициент при угловой скорости ω_p должен быть $i_p - 1$, с тем чтобы алгебраическая сумма коэффициентов равнялась нулю:

$$\omega_{\text{вн}} + (i_p - 1) \omega_p - i_p \omega_{\text{в}} = 0. \quad (90)$$

Планетарная коробка передач на p ступеней (не считая прямой) будет описываться p подобными уравнениями:

$$\omega_{\text{вн}} + (i_1 - 1) \omega_1 - i_1 \omega_{\text{в}} = 0;$$

$$\omega_{\text{вн}} + (i_2 - 1) \omega_2 - i_2 \omega_{\text{в}} = 0;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\omega_{\text{вн}} + (i_p - 1) \omega_p - i_p \omega_{\text{в}} = 0.$$

Представление о работе такой планетарной коробки передач дает обобщенный план угловых скоростей (фиг. 132). Кроме того, этот план позволяет найти наимыгоднейшее место для размещения блокировочного фрикциона. При построении его исходят из следующих соображений.

По уравнению (90) для произвольного планетарного ряда можно написать

$$\omega_p (i_p - 1) = i_p \omega_{\text{в}} - \omega_{\text{вн}},$$

или

$$\omega_p = \frac{i_p}{i_p - 1} \omega_{\text{в}} - \frac{1}{i_p - 1} \omega_{\text{вн}},$$

где i_p — передаточное число на данной p передаче.

Принимаем угловую скорость ведущего звена $\omega_{\text{вн}} = 1$, тогда

$$\omega_p = \frac{i_p}{i_p - 1} \omega_{\text{в}} - \frac{1}{i_p - 1}. \quad (a)$$

В прямоугольной системе координат $\omega_{\text{в}}$, O , ω (фиг. 132) построим план угловых скоростей ω_p тормозного барабана; план будет представлять прямую линию. При блокировке звенья коробки

* Для проверки полученного уравнения остановим тормозной элемент $\omega_p = 0$ и найдем, какое передаточное число будет осуществляться планетарным рядом:

$$\omega_{\text{вн}} - i_p \omega_{\text{в}} = 0; \quad \frac{\omega_{\text{вн}}}{\omega_{\text{в}}} = i_p,$$

т. е. планетарный ряд дает требуемое передаточное число i_p .

могут вращаться как одно целое. т. е. $\omega_{\text{вн}} = \omega_p = \omega_n$; но так как принято $\omega_{\text{вн}} = 1$, то $\omega_p = \omega_n = 1$.

Отсюда следует, что график $\omega = \omega_p$ любого из тормозных барабанов проходит через точку $(1; 1)$.

В случае остановки тормозного барабана $\omega_p = 0$, тогда из выражения (а) имеем

$$\omega_n = -\frac{1}{i_p},$$

откуда следует, что график угловых скоростей этого барабана отсекает на оси абсцисс $O\omega_n$ отрезок $\frac{1}{i_p}$.

Пример: построить план скоростей для коробки передач, если заданы: i_{-1}, i_1, i_2, i_3 (индексом «-1» принято обозначать передаточное число заднего хода).

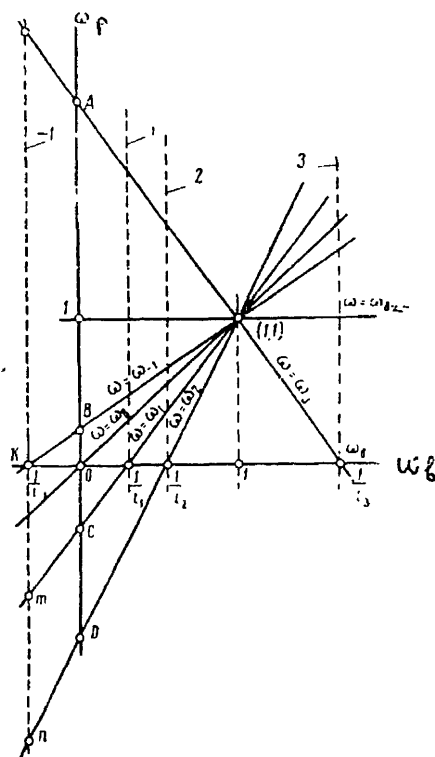
Порядок построения плана скоростей должен быть следующим (см. фиг. 132):

— наносим точку $(1; 1)$ и проводим прямую $\omega = \omega_{\text{вн}}$, параллельную оси абсцисс, — график угловой скорости ведущего звена;

— на ось абсцисс наносим точки $\frac{1}{i_p}$;

— через точки $(1; 1)$ и $(\frac{1}{i_p}, 0)$ проводим прямые линии, которые и будут графиками угловых скоростей тормозных барабанов. Прямая, проведенная через точки $(1; 1)$ и $(0; 0)$, представляет график угловой скорости ведомого звена.

График позволяет определить угловые скорости тормозных барабанов при работе на любых передачах и на нейтрали при заторможенном ведомом валу. Проведем через точки $\frac{1}{i_p}$ на оси абсцисс прямые, параллельные оси ординат. Угловые скорости тормозных барабанов определяются отрезками этих прямых до пересечения их с графиками $\omega = \omega_p$. Так, на передаче заднего хода угловая ско-



Фиг. 132. Обобщенный план угловых скоростей планетарной коробки передач

рость барабана 1 определится отрезком Km , угловая скорость барабана 2 — отрезком Kn и т. д. При работе на нейтрالي ($\omega_b = 0$) угловые скорости звеньев определяются отрезками AO , BO , OC и OD .

Построенный план скоростей показывает, что угловые скорости звеньев зависят только от передаточных чисел и не зависят от кинематической схемы коробки передач. Изменение угловых скоростей возможно только за счет изменения величины передаточных чисел. При этом, как видно из графика, недопустимо большие угловые скорости получатся при передаточных числах, близких к единице. Таких передаточных чисел в рассматриваемой группе коробок передач следует избегать. План скоростей не дает возможности определить относительные обороты сателлитов, так как они зависят от кинематической схемы коробки передач. План скоростей позволяет определить наимыгоднейшую блокировку звеньев для получения $i_p = 1$, т. е. определить звенья, при блокировке которых момент фрикциона будет наименьшим.

Относительные скорости звеньев при работе коробки на нейтрале определяются отрезками оси ординат, полученными от пересечения последней с графиками угловых скоростей звеньев. Моменты между отдельными звеньями (в случаях их блокировки) обратно пропорциональны этим отрезкам. Следовательно, наименьший момент будет у фрикциона, установленного между звеньями с наибольшей относительной скоростью. В нашем примере, если фрикцион будет блокировать звенья 1 и 2, момент его будет пропорционален величине $\frac{1}{BD}$, если же блокируются звенья 3, 2, то момент фрикциона пропорционален величине $\frac{1}{AD}$. Очевидно, второй вариант наиболее целесообразен.

2. Основные положения синтеза планетарных коробок передач.

Для получения планетарной коробки передач с двумя степенями свободы на p передачах (не считая прямой) необходимо иметь p управляемых звеньев (тормозов), одно ведущее звено и одно ведомое; следовательно, число звеньев у подобной коробки передач равно $(p + 2)$.

Из тягового расчета танка получаются передаточные числа коробки передач. По передаточным числам, пользуясь формулой (90), можно написать систему исходных уравнений.

Пусть заданы передаточные числа $i_{-1}, i_1, i_2, \dots, i_p$, тогда можно написать систему исходных уравнений по количеству передаточных чисел:

$$\omega_{\text{вн}} + (i_{-1} - 1) \omega_{-1} - i_{-1} \omega_b = 0;$$

$$\omega_{\text{вн}} + (i_1 - 1) \omega_1 - i_1 \omega_b = 0;$$

$$\omega_{\text{вн}} + (i_2 - 1) \omega_2 - i_2 \omega_b = 0;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\omega_{\text{вн}} + (i_p - 1) \omega_p - i_p \omega_b = 0.$$

Предполагается, что среди заданных передаточных чисел нет числа, равного единице (оно получается с помощью блокировочного фрикциона). По исходным уравнениям можно построить схему планетарной коробки передач, но эта схема не обязательно будет лучшей. Общее число звеньев, как мы видели, равно $(p + 2)$, в образовании уравнения участвуют три звена. Поэтому общее число уравнений, которые могут описать данную коробку, равно числу сочетаний из $(p + 2)$ величин по 3:

$$C_{p+2}^3 = \frac{(p+2)(p+1)p}{1 \cdot 2 \cdot 3}.$$

$$\text{При } p = 3 \quad C = \frac{5 \cdot 4 \cdot 3}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 10;$$

$$\text{при } p = 4 \quad C = \frac{6 \cdot 5 \cdot 4}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 20 \text{ и т. д.}$$

Отсюда видно, что число уравнений, описывающих коробку, значительно превышает число исходных уравнений. Недостающие уравнения получаются сложением или вычитанием исходных, а затем и дополнительных уравнений с таким расчетом, чтобы каждое новое уравнение обязательно отличалось от уже написанных комбинаций входящих в него угловых скоростей.

Полученная система C_{p+2}^3 уравнений приводится к простейшему виду, при котором наименьший коэффициент уравнения равен единице и все члены уравнения располагаются в порядке возрастания абсолютного значения коэффициентов. Из этой системы уравнений выбираются p уравнений с близкими друг к другу по величине и удобными для проектирования характеристиками планетарных рядов k , причем выбранные p уравнений обязательно должны включать хотя бы по разу все p угловых скоростей тормозных элементов, угловую скорость ведущего $\omega_{\text{вщ}}$ и ведомого $\omega_{\text{в}}$ элементов. Затем, пользуясь вторым свойством, для каждого из p уравнений строят схему планетарного ряда, а объединяя одноименные элементы различных планетарных рядов, получают кинематическую схему планетарной коробки передач на p ступеней, кроме прямой.

Более подробно метод синтеза планетарных коробок передач поясним на следующем конкретном примере.

3. Построение кинематических схем планетарных коробок передач.

Допустим, коробка передач должна осуществить передаточные числа: $i_{-1} = -2,8$; $i_1 = 2,8$; $i_2 = 1,7$; $i_3 = 1$. Для этого в коробке необходимо иметь одно ведущее звено, одно ведомое и три управляемых звена. Для получения $i_3 = 1$ необходимо заблокировать два любых звена.

На основании уравнения (90) пишем:

$$\omega_{\text{вщ}} + 2,8 \omega_{\text{в}} - 3,8 \omega_{-1} = 0;$$

$$\omega_{\text{вщ}} + 1,8 \omega_1 - 2,8 \omega_{\text{в}} = 0;$$

$$\omega_{\text{вщ}} + 0,7 \omega_2 - 1,7 \omega_{\text{в}} = 0.$$

Разделив все члены последнего уравнения на 0,7, приведем его к простейшему виду:

$$\omega_2 + 1,43 \omega_{\text{вщ}} - 2,43 \omega_{\text{в}} = 0.$$

Число возможных уравнений, описывающих данную коробку, равно

$$C_{r+2}^3 = \frac{5 \cdot 4 \cdot 3}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 10.$$

Недостающие семь уравнений получаем из трех основных, решая последние совместно, а также решая совместно основные уравнения с полученными новыми. Уравнения необходимо представить в таком виде, чтобы один из коэффициентов при угловых скоростях был равен единице, а остальные превышали ее. В этом случае на основании второго свойства легко установить, какое звено является солнечной шестерней, какое эпициклом и какое — водилом. Кроме того, из таких уравнений легко найти характеристики рядов k , представляющие средние по величине коэффициенты уравнений.

Полученные уравнения сведем в таблицу.

Таблица 16

№	Уравнения	k	Расположение звеньев ряда	Как получены уравнения
1	$\omega_{\text{вщ}} + 2,8 \omega_{\text{в}} - 3,8 \omega_{-1} = 0$	2,8	$\frac{\text{в}}{\text{вщ}} - 1$	
2	$\omega_{\text{вщ}} + 1,8 \omega_1 - 2,8 \omega_1 = 0$	1,8	$\frac{1}{\text{вщ}}$	
3	$\omega_2 + 1,43 \omega_{\text{вщ}} - 2,43 \omega_{\text{в}} = 0$	1,43	$\frac{\text{вщ}}{2} \text{ в}$	
4	$\omega_1 + 1,11 \omega_{\text{вщ}} - 2,11 \omega_{-1} = 0$	1,11	$\frac{\text{вщ}}{1} - 1$	(1) + (2)
5	$\omega_2 + 2,3 \omega_{\text{вщ}} - 3,3 \omega_{-1} = 0$	2,3	$\frac{\text{вщ}}{2} - 1$	(1) + (3)
6	$\omega_{\text{вщ}} + 1,77 \omega_2 - 2,77 \omega_1 = 0$	1,77	$\frac{2}{\text{вщ}} 1$	(2) - (3)
7	$\omega_1 + 2,1 \omega_{-1} - 3,1 \omega_{\text{в}} = 0$	2,1	$\frac{-1}{1} \text{ в}$	(1) - (2)
8	$\omega_2 + 5,45 \omega_{-1} - 6,45 \omega_{\text{в}} = 0$	5,45	$\frac{-1}{2} \text{ в}$	(1) - (3)
9	$\omega_2 + 1,57 \omega_{\text{в}} - 2,57 \omega_1 = 0$	1,57	$\frac{\text{в}}{2} 1$	(2) - (3)
10	$\omega_2 + 1,07 \omega_{-1} - 2,07 \omega_1 = 0$	1,07	$\frac{-1}{2} 1$	(4) - (5)

Из этой системы достаточно выбрать три уравнения для построения кинематической схемы коробки, но с учетом следующих ограничительных факторов:

1. Уравнения должны быть независимы, ни одно из них не должно являться следствием двух других (нельзя брать уравнения (1), (3) и (5), так как уравнение (5) является следствием (1) и (3).

2. В выбранные уравнения хотя бы один раз должно входить каждое звено коробки (нельзя брать уравнения (1), (2) и (4), так как в них не входит звено 2).

3. Не следует брать уравнения, в которых k близок к единице или больше 4 (например, уравнения (4) и (8)).

4. Желательно, чтобы параметры планетарных рядов были близки друг к другу.

Исходя из сказанного, возьмем следующие уравнения: (2), (6), (7); (5), (1), (7); (2), (6), (5). Для того, чтобы определить наилучшее место установки блокировочного фрикциона, строим обобщенный план угловых скоростей (фиг. 133).

Как видно из плана скоростей, блокировочный фрикцион следует установить между звеньями ω_2 .

Целесообразно сначала построить структурную схему, с тем чтобы выяснить возможности соединения одноименных звеньев, а также вывода наружу ведущего, ведомого и тормозных звеньев. На структурной схеме принято обозначать жирными линиями звенья ряда — солнечную шестерню, эпицикл, водило, а соединение звеньев между собой — тонкими линиями. Тормоза обозначаются ∇ , а фрикционы — $\triangleright \triangleleft$.

Построение структурных и кинематических схем по выбранным уравнениям показано на фиг. 134.

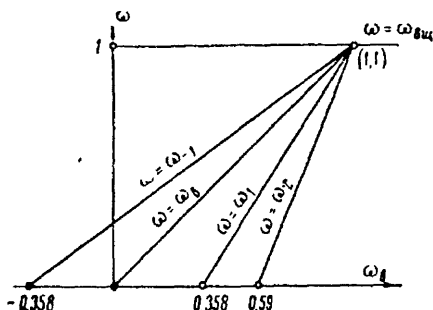
Расположение уравнений (рядов) в порядке 2, 6, 7 выполнить нельзя, так как не удастся соединить звенья ω_6 ; поэтому уравнения расположены в порядке 6, 2, 7.

Какую из трех схем выбрать для разработки проекта, покажет конструктивная и расчетная оценка схем по следующим показателям:

— наибольший коэффициент полезного действия коробки передач, в первую очередь на наиболее употребимых передачах;

— минимальное относительное число оборотов сателлитов под нагрузкой (желательно не более 5000 ÷ 7000) и в холостую;

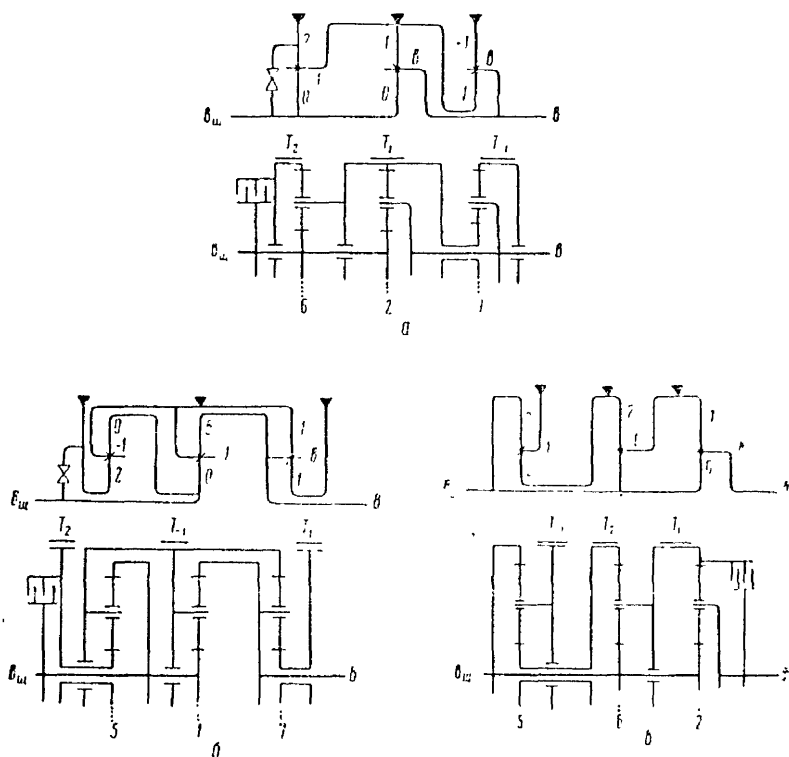
— возможность выноса фрикционных элементов из картера наружу (при сухих фрикционных элементах) — минимальная «стоимость» валов;



Фиг. 133. Обобщенный план угловых скоростей проектируемой планетарной коробки передач

— возможность наивыгоднейшего размещения фрикциона в соответствии с обобщенным планом угловых скоростей (например, в схеме 5, 6, 2 наивыгоднейшее размещение фрикциона затруднено);

— удобство размещения опор близко к средней плоскости тормозных барабанов.



Фиг. 134. Структурные и кинематические схемы планетарной коробки передач *:

а—по уравнениям (6), (2), (7); б—по уравнениям (5), (1), (7); в—по уравнениям (5), (6), (2)

§ 12 ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ ДЕТАЛЕЙ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Расчетным режимом для планетарных коробок передач, так же как и для простых, является режим максимального крутящего момента двигателя. В этом случае к коробке подводится момент:

$$M_{д \max} i_r^{**}.$$

* На структурных схемах ведущие звенья обозначены индексом 0.

** Исключение составляет ведомый поперечно-расположенный вал, прочность которого при установке механизмов поворота с рекуперацией мощности должна проверяться на максимальный момент, соответствующий силе сцепления гусеницы с грунтом.

Расчет шестерен планетарных рядов отличается тем, что крутящий момент передается несколькими сателлитами, находящимися в зацеплении с центральными шестернями.

В соответствии с этим расчетные формулы (55) и (57) несколько преобразуются:

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,64 M_p}{\lambda a y z_1 \phi k_z [\tau]_{нз}}} \quad [см]; \quad (91)$$

$$z_k = 2140 \sqrt{\frac{M_p}{\lambda a b m^2 k_z} \cdot \frac{z_1 + z_{н1}}{z_1^2 z_{н1}}} \left[\frac{кг}{см^2} \right], \quad (92)$$

где a — число сателлитов планетарного ряда;

λ — коэффициент, учитывающий число сателлитов, находящихся в работе; $\lambda = 0,75$;

M_p — расчетный момент, приложенный к солнечной шестерне z_1 , кгсм;

$z_{н1}$ — число зубьев сателлита.

Остальные символы имеют прежний смысл и значение (см. стр. 199—202).

Оси сателлитов при наличии жесткого опорного кольца рассчитываются на изгиб, как двухопорные свободнолежащие балки, нагруженные окружным усилием

$$P = \frac{2 M_p (1 + k)}{\lambda a m (z_1 + z_{н1})} [кг].$$

Для быстроходных передач учитывается нагрузка центробежной силой C , действующей в радиальном направлении,

$$C = \frac{G_n}{g} m \frac{z_1 + z_{н1}}{2} \omega_{н1}^2.$$

В этих формулах:

$M_p (1 + k)$ — расчетный момент, действующий на водило, кгсм;

G_n — вес сателлита с подшипниками, кг;

g — ускорение силы тяжести, $\frac{см}{сек^2}$;

$\omega_{н1}$ — угловая скорость водила, $\frac{1}{сек}$.

Подшипники центральных шестерен при симметричном расположении сателлитов, радиальной нагрузки от сил зацепления не испытывают и поэтому обычно выбираются из конструктивных соображений.

Подшипники центральных валов или шестерен, несущих тормозные барабаны, могут нагружаться со стороны последних большой

радиальной силой. Такие подшипники должны подвергаться отдельному расчету.

Наиболее нагруженными подшипниками в планетарных коробках передач оказываются подшипники сателлитов. Для них подсчитывают радиальную нагрузку на каждой передаче, исходя из указанных усилий P и C , действующих на ось сателлита при работе двигателя в режиме максимальной мощности.

Относительные числа оборотов для того же режима определяют на каждой передаче по формуле (73), и затем, задавая долиам работы коробки передач на каждой ступени, по формуле (66) подсчитывают приведенную нагрузку. Зная приведенную нагрузку, далее определяют коэффициент работоспособности (формула 68) для желаемой долговечности подшипника.

Неподвижные болтовые соединения деталей планетарных коробок передач при отсутствии разгружающих призонных шипов должны рассчитываться на затяжку. Передача максимально возможного крутящего момента должна обеспечиваться силами трения, возникающими на плоскости стыка деталей за счет стягивания деталей болтами. Коэффициент трения в этих расчетах берут не более 0,1, учитывая возможности попадания масла. При наличии призонных шипов последние рассчитываются на срез, а сила трения на стыках, как правило, не учитывается.

Блокировочный фрикцион рассчитывается методом, изложенным в главе 7. Если фрикцион не участвует в трогании танка с места, то его коэффициент запаса назначается меньше величин, рекомендованных для главных фрикционов.

МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА ТАНКОВ

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Конструкция ходовой части современных танков исключает возможность поворота машины путем изменения формы гусеничного движителя в плане, как это практикуется в некоторых легких гусеничных машинах. Поворот танков достигается путем изменения скорости перематывания левой и правой гусениц, при этом опорные ветви, нагруженные всем весом машины, приходится поворачивать на грунте, преодолевая огромное сопротивление последнего. Для этого к танку необходимо прикладывать поворачивающий момент направленных в разные стороны сил тяги забегающей и отстающей гусениц. В связи с этим механическая трансмиссия танков обязательно включает специальный механизм поворота, предназначенный для изменения скоростей и сил тяги отстающей и забегающей гусениц.

В танках с электротрансмиссией силы тяги и скорости гусениц могут регулироваться бортовыми электромоторами, в этом случае специальные механизмы поворота не требуются.

Механизмы поворота классифицируются по двум основным признакам:

1. По положению точки, связанной с танком и сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения (обороты двигателя и передаточное число коробки передач принимаются постоянными).

2. По числу и величине расчетных радиусов поворота¹.

По первому признаку все существующие механизмы поворота можно разделить на три группы:

1. Механизмы, при которых скорость прямолинейного движения во время поворота сохраняется точкой, лежащей на продольной оси симметрии танка (фиг. 135, а). Сюда относятся дифференциальные

¹ Расчетными радиусами поворота называются такие радиусы, поворот с которыми не сопровождается потерями мощности во фрикционные элементы и механизм поворота обращается в систему с одной степенью свободы.

механизмы поворота всех типов: простой дифференциал (на современных танках не применяется), двойной дифференциал и сложные дифференциальные механизмы поворота с двойным подводом мощности.

2. Механизмы, при которых скорость прямолинейного движения сохраняется точкой, лежащей на оси забегающей гусеницы танка (фиг. 135, б). К этому типу механизмов относятся: бортовые фрикционы, одно- и двухступенчатые планетарные механизмы поворота и планетарные механизмы поворота с двойным подводом мощности.

3. Механизмы, при которых точка, сохраняющая скорость прямолинейного движения, находится за пределами забегающей гусеницы танка (фиг. 135, в).

Этими свойствами при повороте обладает танк с электротрансмиссией.

По второму признаку механизмы делятся на следующие группы:

1. Механизмы, обеспечивающие один расчетный радиус R_p поворота, равный ширине колеи B танка: $R_p = B$. К механизмам поворота такого типа относятся: бортовые фрикционы, простые дифференциалы, одноступенчатые планетарные механизмы поворота.

2. Механизмы, обеспечивающие один расчетный радиус поворота, величина которого превышает ширину колеи танка; механизм поворота такого типа является двойным дифференциалом.

3. Механизмы, обеспечивающие два расчетных радиуса поворота: один расчетный радиус, равный ширине колеи танка, $R_{p1} = B$, и другой, превышающий ширину колеи танка, $R_{p2} > B$, одинаковый для всех передач. Такими свойствами обладают двухступенчатые планетарные механизмы поворота.

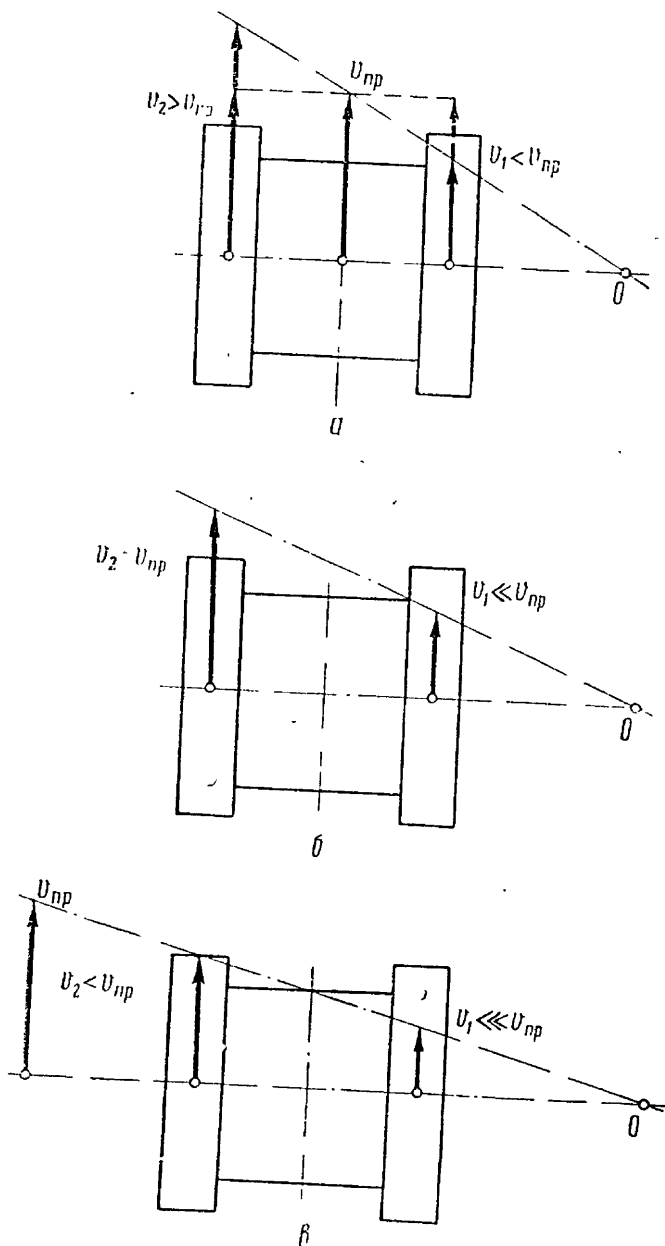
4. Механизмы, обеспечивающие на каждой передаче свой расчетный радиус поворота, превышающий ширину колеи танка, $R_p > B$; кроме того, имеется радиус, равный половине ширины колеи: $R = \frac{B}{2}$ (при нейтрале в коробке передач); у некоторых из

этих механизмов есть еще расчетный радиус, равный ширине колеи танка. Такими свойствами обладают механизмы поворота с двойным подводом мощности.

§ 2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К МЕХАНИЗМАМ ПОВОРОТА

Механизмы поворота должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Обеспечение танку хорошей поворотливости, для чего радиус поворота (в соответствии с воздействием водителя на приводы управления) должен плавно изменяться в пределах от бесконечности до ширины колеи, а при неизменном воздействии водителя — сохранять постоянную величину.



Фиг. 135. Планы скоростей при повороте танков с различными механизмами поворота

2. Скорость движения танка во время поворота должна быть наибольшей. Для этого потери мощности на буксование фрикционных элементов должны быть минимальными, а коэффициент полезного действия механизма — максимальным.

3. При входе в поворот механизм должен автоматически увеличивать силы тяги на гусеницах за счет снижения скорости движения центра тяжести танка в соответствии с возрастающим сопротивлением движению (при автоматических коробках передач это требование выполняется коробкой и к механизму поворота его предъявлять не следует).

4. Устойчивость прямолинейного движения независимо от величины сопротивлений под левой и правой гусеницами. Это требование особенно важно для успешного преодоления танком различных естественных и искусственных препятствий.

5. Легкость управления и удобство обслуживания механизма поворота.

Выполнение первого требования достигается:

1. Выбором схемы механизма поворота с несколькими расчетными радиусами. Идеальным был бы механизм с непрерывной передачей, любой радиус которого являлся бы расчетным.

2. Применением фрикционных и тормозов с высококачественными фрикционными обшивками, имеющими при различных температурах и скоростях скольжения постоянный коэффициент трения. Высокой стабильностью работы в режиме буксования характеризуются фрикционные элементы, работающие в масле.

3. Правильным конструированием приводов управления центробежного действия и широким применением соответствующих типов сервоприводов.

Высокая скорость движения танка при повороте обеспечивается:

1. Применением рациональных схем механизмов поворота с регенерацией мощности от отстающей гусеницы к забегающей и с большим числом расчетных радиусов.

2. Правильным выбором величин расчетных радиусов, близких к наиболее употребляемым радиусам поворота танка.

3. Минимальным числом шестерен, находящихся в рабочем зацеплении.

4. Отсутствием в схеме замкнутых контуров с циркулирующей мощностью.

Для выполнения третьего требования следует отдать предпочтение механизмам второй группы, снижающим скорость движения танка при повороте (см. фиг. 135, б). При наличии автоматической, например гидромеханической, коробки передач возможно применение и дифференциальных механизмов поворота, особенно если учесть, что при прочих равных условиях число фрикционных элементов дифференциального механизма поворота меньше, чем у механизма второй группы.

Устойчивостью прямолинейного движения характеризуются механизмы поворота второй группы, так как при прямолинейном движении между ведущими колесами имеется жесткая кинематическая связь. Для выполнения этого требования дифференциальными механизмами поворота необходима блокировка дифференциала.

Легкость управления достигается выбором рациональных схем механизмов поворота с наименьшими расчетными моментами тормозов и фрикционов, правильным конструированием приводов управления и применением сервоприводов управления.

Удобство обслуживания обеспечивается:

а) использованием износостойких фрикционных материалов, исключающих необходимость частой регулировки;

б) применением автоматических регулирующих устройств;

в) уменьшением числа точек регулировки и смазки и удобным доступом к обслуживаемым узлам.

§ 3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

1. На фиг. 136 показаны бортовые фрикционы легкого танка.

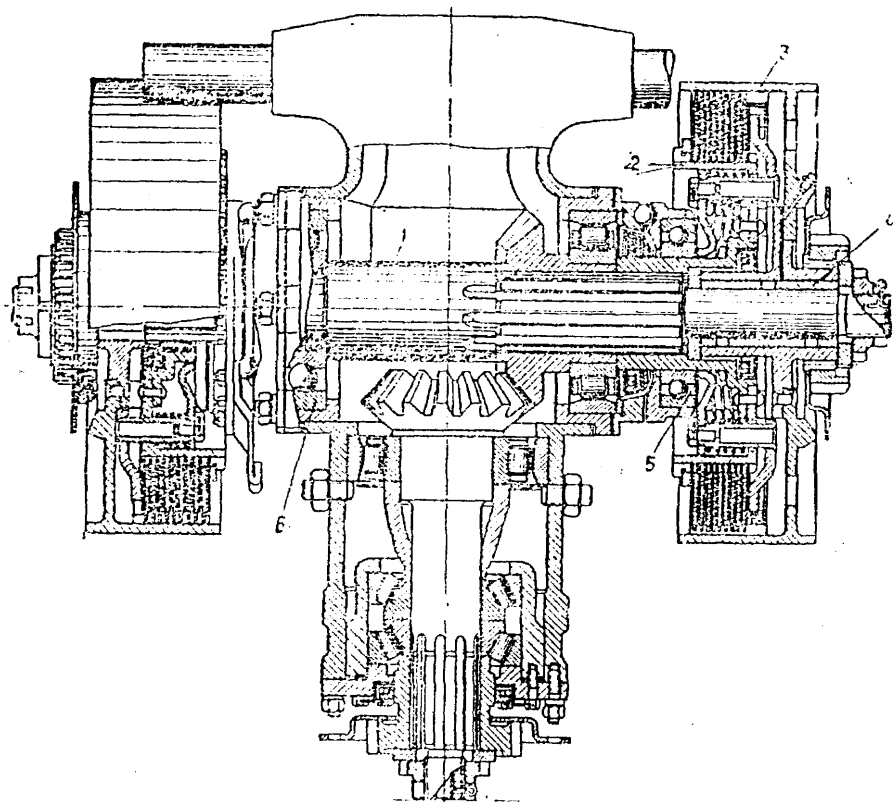
Бортовые фрикционы — сухие, многодисковые с трением стали по стали, смонтированы на концах поперечного вала 1 главной передачи. Внутренний (ведущий) барабан 2 фрикциона закреплен на шлицах вала 1, наружный (ведомый) барабан 3 установлен на валу на плавающей втулке 4. Наружный барабан фрикциона является одновременно и тормозным для остановочного тормоза. Осевые усилия, возникающие на валу 1 от действия конических шестерен и при выключении фрикциона, воспринимаются шариковым подшипником 6. Величина осевого зазора между шариками и лунками механизма выключения регулируется прокладками 5.

2. Конструкция двухступенчатого планетарного механизма поворота (ПМП) тяжелого танка ИС-3 показана на фиг. 137.

Планетарные механизмы монтируются на концах главного (ведомого) вала 7 коробки передач (на фиг. 137 приведен один планетарный механизм). Эпицикл 1 планетарного ряда установлен на шлицах вала 7 и от осевых смещений фиксируется пробкой 12 и шлицевой шайбой 11. Остальные детали планетарного механизма в осевом направлении фиксируются шариковым подшипником 10, закрепленным внутренним кольцом на ступице эпицикла, а наружным — в ступице барабана 9 остановочного тормоза. Прокладками 13 производится монтажная регулировка осевого зазора между шариками 8 и лунками механизма выключения. Блокировочный фрикцион 4 — многодисковый, сухой, со стальными дисками трения. Внутренний барабан 5 фрикциона закреплен на шлицах солнечной шестерни 6; к нему крепится зацепками барабан 3 тормоза поворота. Солнечная шестерня установлена на валу 7 на игольчатых подшипниках. Наружный барабан фрикциона выполнен заодно с вод.

На фиг. 137 показан вариант конструкции без игольчатых подшипников.

лом 2. К водилу с помощью стоек и заклепок крепится опорное кольцо 14. Оси сателлитов опираются на водило и опорное кольцо и от осевых смещений предохраняются расклевыванием торцев. Сателлиты вращаются на осях на стандартных шариковых подшипниках. Внутренняя полость барабана 9 является резервуаром для

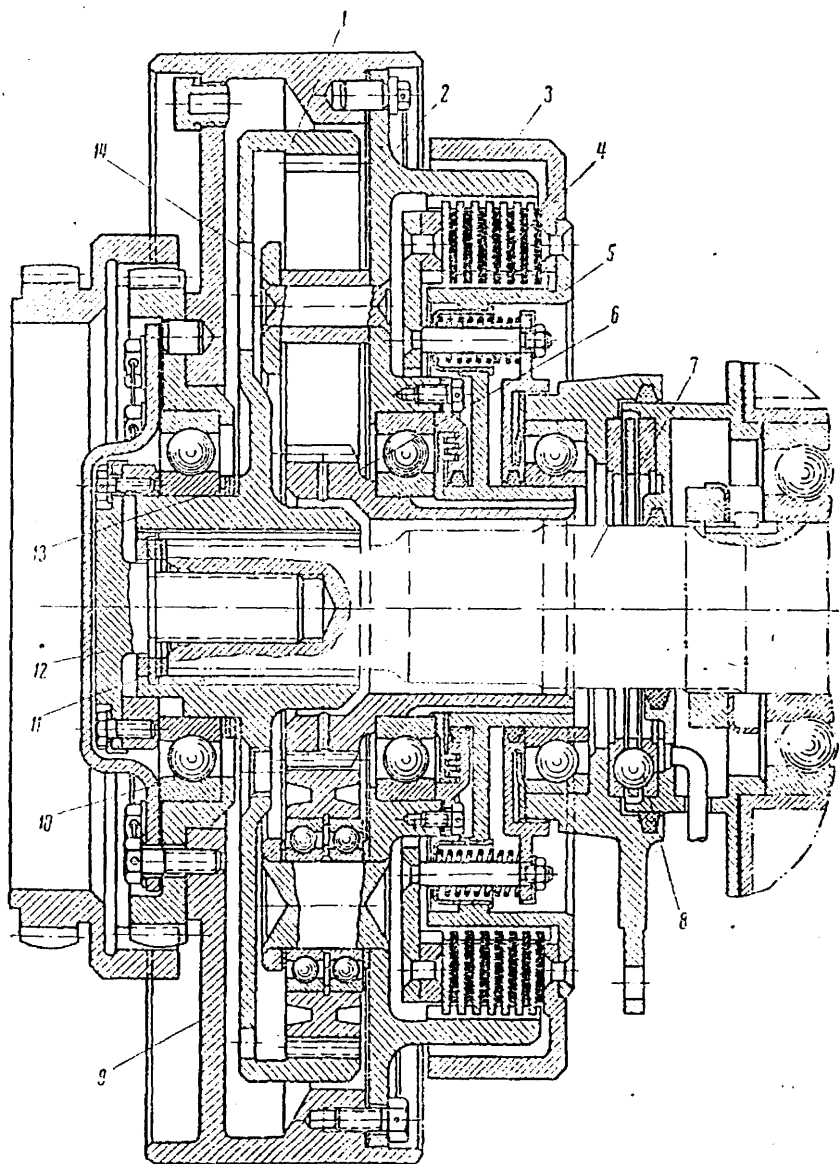


Фиг. 136. Конструкция бортовых фрикционов

смазки. Тормоза — ленточные, плавающие, с трением чугуна по стали.

3. Конструкция механизма поворота Т-V с двойным подводом мощности представлена на фиг. 138 *. Механизм поворота монтируется в отдельном картере, который крепится к торцу коробки передач. Кратко отметим некоторые конструктивные особенности механизма. Узел эпициклов 14 установлен на двух опорах; хвостовики эпициклов образуют вал с закрепленной на нем конической шестерней 13. Последняя центрируется на валу кольцом 3 и цилиндрической поверхностью ступицы эпицикла. Коническая шестерня 16 дополнительного привода имеет самостоятельные опоры и центрируется на

* Кинематическую схему механизма поворота см. на фиг. 143.



Фиг. 137. Конструкция двухступенчатого ПМП ИС-3

валу аналогично шестерне 13. При помощи валиков 15 она связана с цилиндрическими шестернями 11, 17, установленными каждая на двух опорах. Такая конструкция узлов и опор, хотя и является сложной, гарантирует правильное зацепление шестерен, бесшумность и долговечность их работы.

Блокировочный фрикцион 9 — однодисковый, сухой с рычажно-винтовым включением от гидравлического сервомотора. Поверхность диска покрыта металлокерамикой. Тормоз 7 солнечной шестерни — колодочный с наружными колодками, к которым приклепаны чугунные накладки 6. К подшипникам сателлитов смазка подводится от уловительной канавки 12 водила через сверления и каналы в оси сателлита. Шестерни 5 дополнительного привода также имеют уловительную канавку, из которой смазка через радиальные сверления вытекает на зубья. Радиальные сверления в ступице солнечной шестерни 8 обеспечивают подвод смазки на подшипники и зубья солнечной шестерни. Осевые сверления во фланцах водила 4 предназначены для подвода смазки к подшипникам 2.

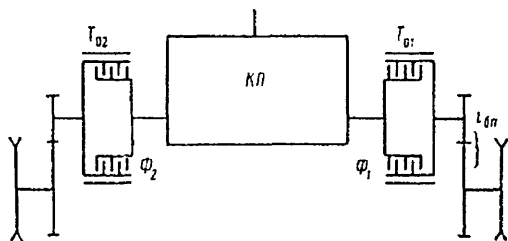
4. На фиг. 139 показана конструкция механизма поворота танка МК-IV. Механизм поворота выполнен в одном агрегате с коробкой передач. Корпус 1 цилиндрического дифференциала жестко соединен с промежуточным валом 2 коробки передач. Полуоси 3, 13 дифференциала опираются на промежуточный вал через бронзовые втулки и в осевом направлении фиксируются шариковыми подшипниками 4, 12. Эпициклы 6 закреплены жестко на концах главного вала 8 коробки передач. Солнечные шестерни 5 опираются каждая на два шариковых подшипника. Водила 7 опираются на солнечные шестерни через бронзовые втулки. Сателлиты установлены на осях на роликовых подшипниках без наружных колец. С солнечными шестернями жестко связаны барабаны 11 колодочных тормозов. Колодки 10 тормозов расположены внутри барабанов и приводятся в действие гидроприводом. Для смазки деталей в коробке установлен специальный шестеренчатый насос. Через неподвижные ободы 9 и радиальные сверления насос нагнетает масло во внутренние полости промежуточного и главного валов, откуда оно через зазоры и сверления поступает на трущиеся поверхности.

§ 4. РАСЧЕТ БОРТОВОГО ФРИКЦИОНА И ОСТАНОВОЧНОГО ТОРМОЗА

Кинематическая схема механизма поворота, состоящего из бортовых фрикционов и тормозов, приведена на фиг. 140.

При прямолинейном движении фрикционы Φ_1 и Φ_2 включены, а тормоза T_{01} и T_{02} выключены. Между ведущими колесами существует жесткая кинематическая связь и к ним подводятся моменты, пропорциональные сопротивлениям под гусеницами. Для совершения поворота вправо необходимо выключить фрикцион Φ_1 и в зависимости от величины требуемого радиуса поворота частично или

полностью включить тормоз T_{01} . Для поворота влево выключается фрикцион Φ_2 и включается тормоз T_{02} (полностью или частично — в зависимости от требуемого радиуса поворота). Бортовой фрикцион обеспечивает один расчетный радиус поворота $R_p = B$. Все остальные радиусы получаются за счет буксования остановочного



Фиг. 140. Кинематическая схема механизма поворота, состоящего из бортовых фрикционов и тормозов

тормоза, сопровождающегося потерями мощности. При этом в тормозе теряется вся мощность, идущая от отстающей гусеницы, так как рекуперация мощности на забегающую гусеницу в этом простейшем механизме отсутствует.

1. Определение расчетного момента бортового фрикциона.

Порядок расчета бортового фрикциона не отличается от порядка расчета главного фрикциона и поэтому здесь не приводится. Разница состоит в выборе расчетного момента, на чем мы и остановимся.

Расчетные моменты всех механизмов поворота в отличие от коробок передач подсчитывают не по двигателю, а исходя из наибольшей силы тяги по сцеплению гусеницы с грунтом.

Для расчета фрикциона по сцеплению будем исходить из наиболее тяжелых условий поворота танка в сторону подъема при движении с креном 30° . В этом случае нормальная реакция N_2 под забегающей гусеницей определится из уравнения моментов всех сил относительно середины отстающей гусеницы O_1 (фиг. 141)

$$N_2 B = \frac{B}{2} G \cos \alpha + h_c G \sin \alpha;$$

и

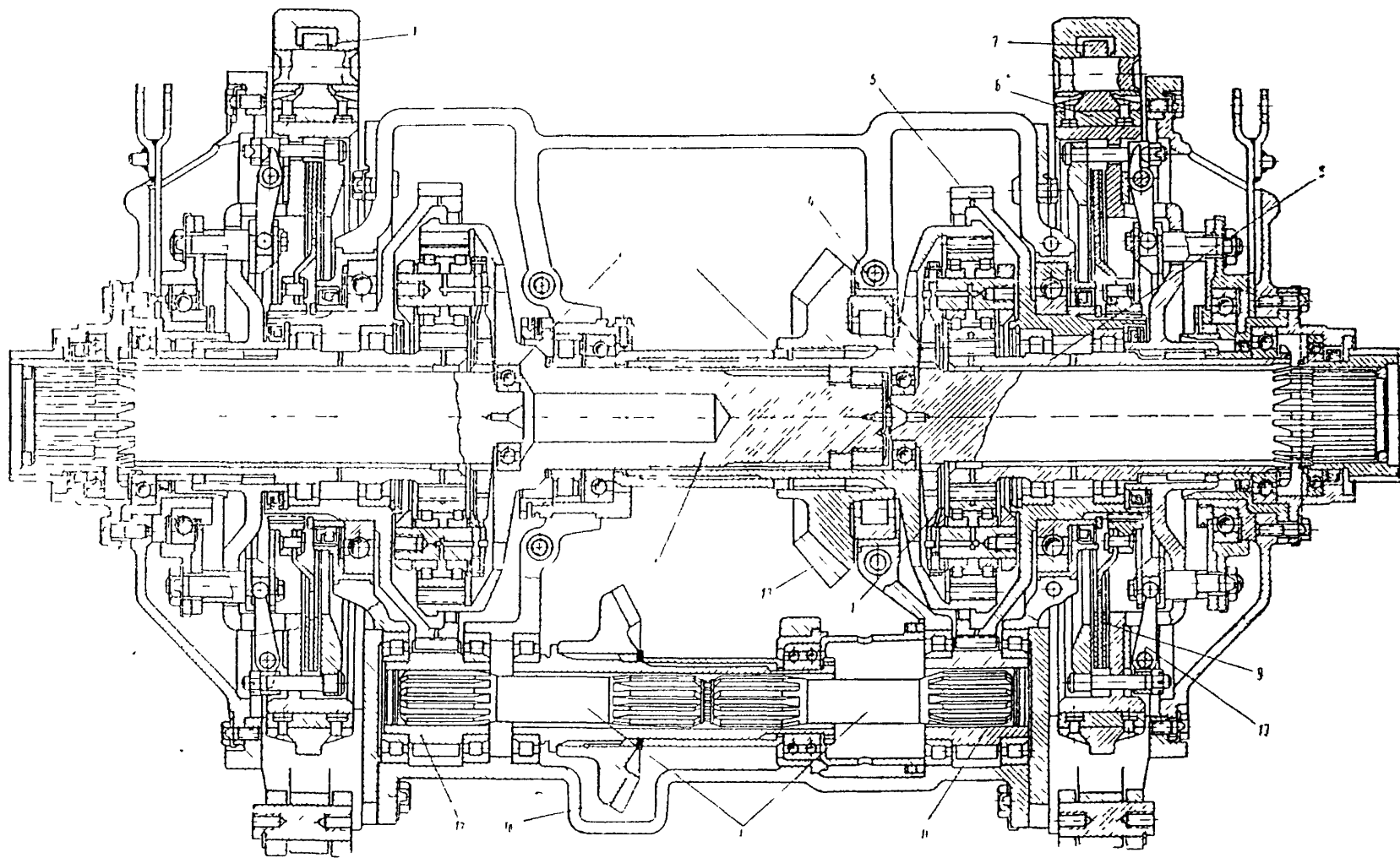
$$N_2 = \left(\frac{\cos \alpha}{2} + \frac{h_c}{B} \sin \alpha \right) G.$$

Подставляя значения функций для угла в 30° и принимая для средних и тяжелых танков

$$\frac{h'_c}{B} = 0,43,$$

получим

$$N_2 = (0,433 + 0,215) G \cong 0,65G.$$



Фиг. 138. Конструкция механизма поворота Т-У с двойным подводом мощности

Наибольшая сила тяги забегающей гусеницы, ограничиваемая ее сцеплением с грунтом, равна

$$P_{\text{сц}} = \varphi N_{\text{г}} = 0,65 G;$$

соответствующий этому силе момент, передаваемый фрикционом, будет

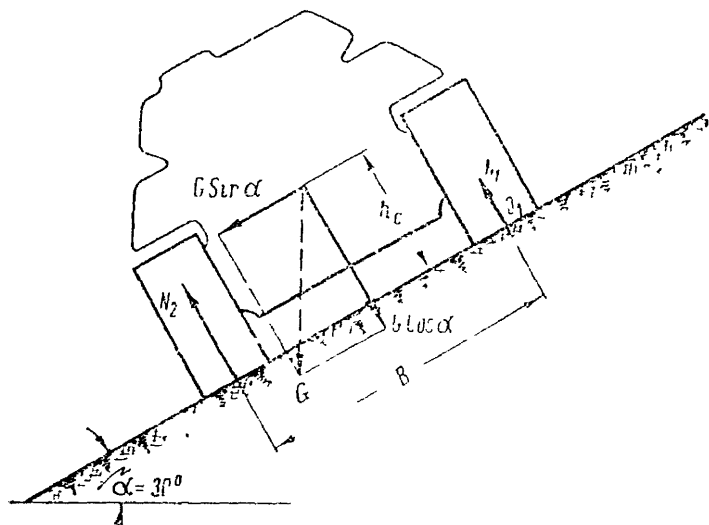
$$M_{\text{ф сц}} = 0,65 \frac{G R_{\text{вк}}}{i_{0\text{п}} i_{\text{г}} i_{0\text{п}}},$$

где $i_{\text{г}}$ — к п д. гусеничного движителя;

$i_{0\text{п}}$ — к п д. бортовой передачи,

φ — коэффициент сцепления гусеницы с грунтом;

$i_{0\text{п}}$ — передаточное число бортовой передачи.



Фиг. 141 Схема сил, действующих на танк при курсе

Принимая во внимание, что наибольшие значения коэффициента сцепления гусениц с грунтом практически редко превышают 0,9, и считая для малых скоростей, на которых возможны крутые повороты, $i_{\text{г}} i_{0\text{п}} = 0,92$, можно принять $\frac{\varphi}{i_{\text{г}} i_{0\text{п}}} \approx 1$. При таком допущении получим

$$M_{\text{ф сц}} = 0,65 \frac{G R_{\text{вк}}}{i_{0\text{п}}}. \quad (93)$$

Прежде чем приступить к расчету фрикциона по моменту $M_{\text{ф сц}}$, следует проверить, может ли быть создан этот момент двигателем танка при условии передачи всей мощности двигателя через один фрикцион забегающей стороны

$$M_{\text{ф дп}} = M_{\text{д max}} i_1 i_{11} \eta_0 \quad (94)$$

т.е. $i_{к1}$ — передаточное число коробки передач на первой ступени;

i_r — передаточное число от двигателя к коробке (оно чаще всего равняется единице);

η — коэффициент полезного действия при передаче энергии от двигателя к механизму поворота.

Расчетным будет меньший из двух моментов, определенных формулами (93) и (94).

2. Определение расчетного момента остановочного тормоза.

Остановочные тормоза используются для поворота танка, для торможения на подъемах и спусках и для быстрой остановки при движении на высоких скоростях. Расчетный момент остановочного тормоза из условий поворота определяется следующим образом.

При повороте танка тормозится отстающая гусеница, сила тяги на которой равна P_1 . Для этих условий момент остановочного тормоза будет

$$M_{то} = \frac{P_1 R_{вк}}{i_{б.п}} \eta_{г.л} \eta_{м.б.}$$

Сила торможения отстающей гусеницы P_1 будет наибольшей при повороте на спуске. Из теории танков известно, что для этого случая

$$P_1 = -f \frac{G}{2} \cos \alpha + \frac{\mu GL}{4B} \cos \alpha + \frac{G}{2} \sin \alpha.$$

Считая, что танк не должен терять управляемости даже на предельных спусках в 30° и задаваясь наиболее тяжелыми условиями для поворота машины:

$f = 0,06$, $\mu_{\max} = 0,8$ и принимая отношение $\frac{L}{B} = 1,8$, получим

$$P_1 = (-0,03 \cdot 0,867 + \frac{0,8 \cdot 1,8}{4} \cdot 0,867 + 0,25) G = 0,537 G.$$

Подставляя это наибольшее значение тормозной силы в выражение расчетного момента остановочного тормоза и принимая для малых скоростей $\eta_{г.л} \eta_{м.п} = 0,92$, получим

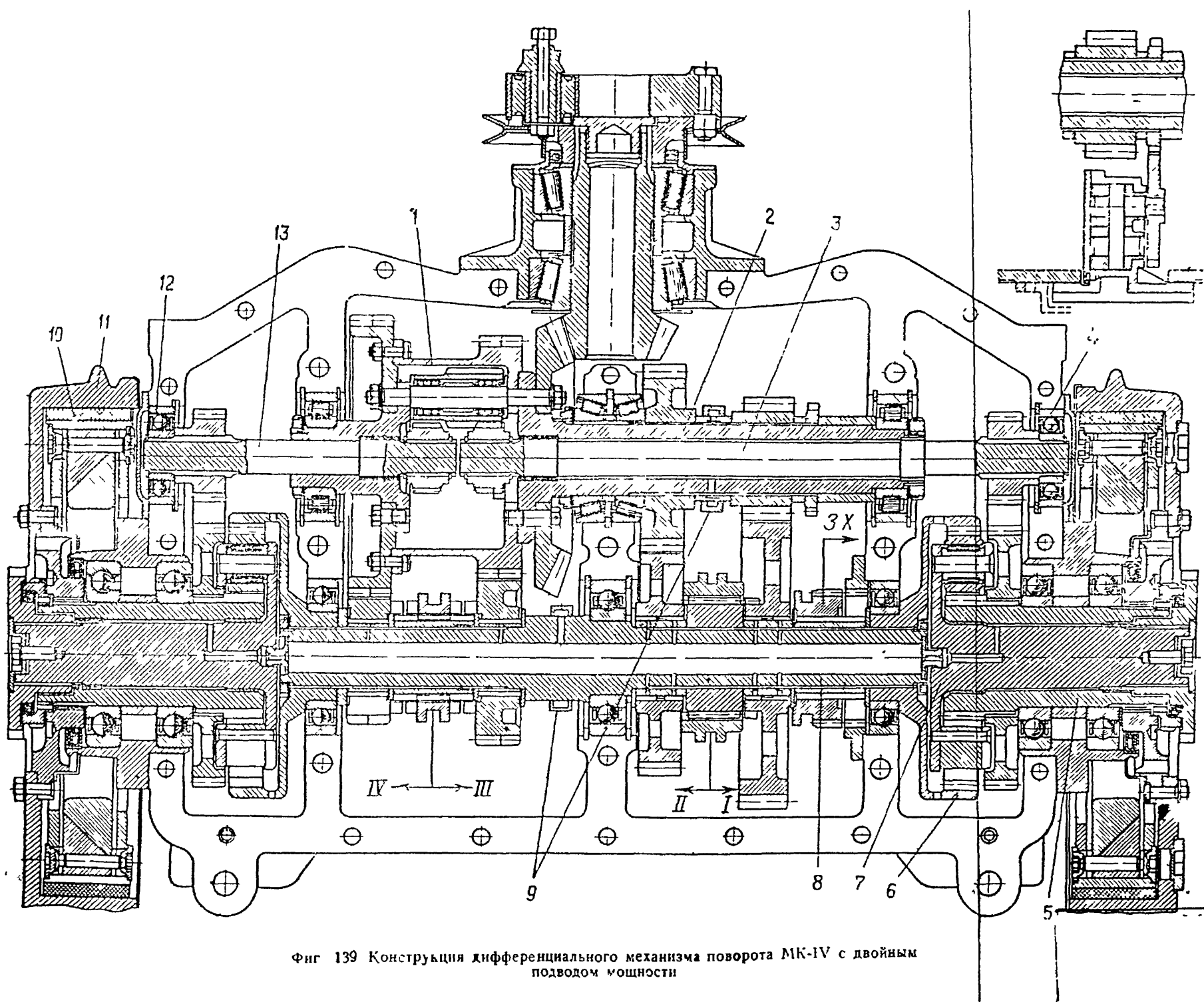
$$M_{то} = 0,5 \frac{GR_{вк}}{i_{б.п}} \quad (95)$$

Момент остановочного тормоза, подсчитанный из условий быстрой остановки танка, движущегося с большой скоростью, получается несколько меньшей величины.

Из расчетных формул следует:

1. Бортовые фрикционы и тормоза нагружены большими моментами и управление ими (выключение фрикционов, затяжка тормозов) связано с затратой большой энергии.

2. При повороте значительная мощность расходуется на буксование остановочного тормоза: на всех радиусах, кроме $R_p = B$ и радиуса свободного поворота, вся мощность отстающей гусеницы тратится в тормозе.

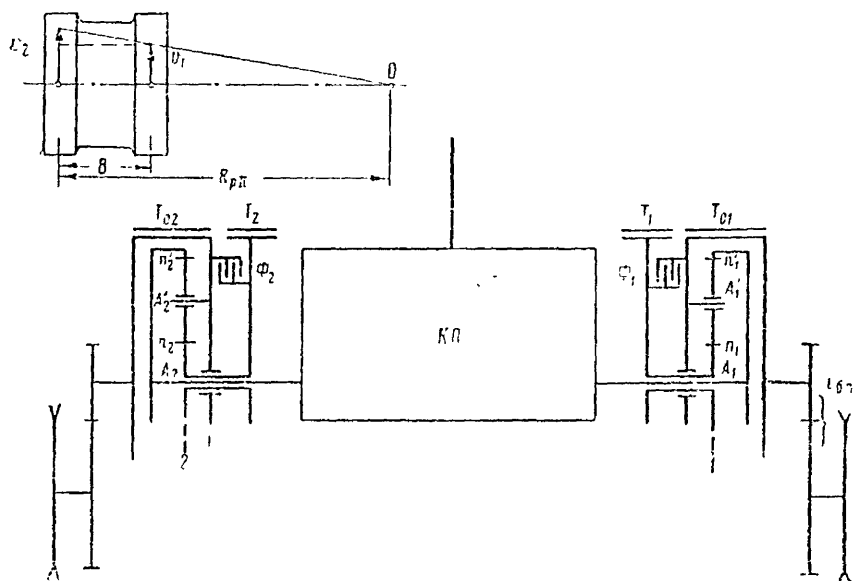


Поэтому бортовые фрикционы мало пригодны в качестве механизмов поворота для средних и тяжелых танков и могут быть использованы только на легких танках, имеющих достаточно высокую удельную мощность

§ 5. РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

Двухступенчатый ПМП был разработан и установлен на смененных тяжелых танках в период Великой Отечественной войны.

Кинематическая схема двухступенчатого ПМП приведена на фиг. 142.



Фиг. 142. Кинематическая схема двухступенчатого планетарного механизма поворота

Двухступенчатый ПМП состоит из планетарных рядов 1, 2, блокировочных фрикционов Φ_1, Φ_2 , тормозов поворота T_1, T_2 и остановочных тормозов T_{01}, T_{02} . Два планетарных механизма установлены на главном (ведомом) валу коробки передач.

При прямолинейном движении включены оба блокировочных фрикциона, левый и правый планетарные механизмы заблокированы, благодаря чему танк осуществляет устойчивое прямолинейное движение. Для кратковременного увеличения сил тяги на гусеницах без переключения передач в обоих планетарных механизмах включают тормоза поворота T_1 и T_2 , а остальные фрикционные элементы выключаются. В обоих планетарных рядах осуществляется замедленная передача с одинаковым передаточным числом i_0 , которое можно найти по уравнению кинематики (74):

$$n_1 = n_{01}(1 + k) - n_1'k.$$

При затяжке тормозов поворота $n_1 = 0$. Передаточным числом является отношение числа оборотов ведущего элемента — эпицикла к числу оборотов ведомого элемента — водила:

$$i_0 = \frac{n_{\text{вн}}}{n_{\text{в}}} = \frac{n_1'}{n_{01}} = \frac{1 + k}{k}.$$

Например, для танка ИС-3 при $k = 2,86$ передаточное число получается равным 1,35. При затяжке обоих тормозов поворота танк будет двигаться в 1,35 раза медленнее, но тяговое усилие в 1,35 раза увеличится. Применение ПМП улучшает тяговые качества танка при прямолинейном движении.

Поворот танка с $R = R_{\text{пл}}$ (см. фиг. 142) достигается полной затяжкой тормоза поворота T_1 в механизме отстающей стороны при включенном фрикционе Φ_2 в механизме забегающей стороны. При этом передаточное число планетарного механизма отстающей стороны будет

$$i_0 = \frac{1 + k}{k},$$

а планетарный механизм забегающей стороны остается заблокированным. Скорости V_2 забегающей и V_1 отстающей гусениц обратно пропорциональны передаточным числам планетарных механизмов:

$$\frac{V_2}{V_1} = i_0.$$

Из подобия треугольников на плане скоростей танка при повороте с расчетным радиусом $R_{\text{пл}}$ (см. фиг. 142) найдем

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{V_2 - V_1} &= \frac{R_{\text{пл}}}{B}; \quad R_{\text{пл}} = B \frac{V_2}{V_2 - V_1} = B \frac{\frac{V_2}{V_1}}{\frac{V_2}{V_1} - 1} = \\ &= B \frac{i_0}{i_0 - 1}, \end{aligned} \quad (96)$$

$$\text{или } R_{\text{пл}} = (1 + k)B. \quad (96')$$

Для танка ИС-3, например, $R_{\text{пл}} = 3,86B = 9,65 \text{ м}$.

Поворот с этим часто применяемым радиусом происходит без всяких тормозных потерь. При поворотах с радиусами, большими второго расчетного, возникнут потери на трение в тормозе поворота, который затянут частично и пробуксовывает. При равных радиусах они гораздо меньше потерь в остановочном тормозе бортового фрикциона, так как часть мощности с отстающей гусеницы передается (рекуперирует) на забегающую гусеницу.

Для поворота с $R_{\text{пл}} > R > B$ частично или полностью затягивается остановочный тормоз T_{01} остающейся стороны, а в планетарном механизме забегавшей стороны может быть включен блокировочный фрикцион Φ_2 или для замедленного поворота в особо тяжелых условиях тормоз поворота T_2 . В последнем случае забегавшая гусеница будет иметь в 1,35 раза меньшую скорость, но пропорционально увеличенную силу тяги. Поворот с частичным притормаживанием тормоза T_{01} (при $R_{\text{пл}} > R > B$) сопровождается такими же тормозными потерями как в простейшем механизме поворота — бортовом фрикционе. При поворотах с такими радиусами ИМП равноценен бортовому фрикциону.

1. Выбор характеристики планетарных механизмов k .

Характеристика k планетарного ряда двухгусеничатого планетарного механизма поворота определяется в зависимости от выбранной величины второго расчетного радиуса поворота. Из выражения (96')

$$k = \frac{R_{\text{пл}}}{B} - 1.$$

Второй расчетный радиус поворота целесообразно назначать в пределах $(3 \div 4)B$, исходя из следующих соображений: увеличение второго расчетного радиуса приводит к увеличению области тех радиусов поворота, где ИМП не имеет преимуществ над бортовым фрикционом; уменьшение величины второго расчетного радиуса вызывает увеличение потерь N_T в тормоз поворота при движении танка с каким-то радиусом поворота R , большим второго расчетного:

$$N_T = \frac{P_1 V_0}{270} \eta_{\text{т}} \frac{R - R_{\text{пл}}}{R_{\text{пл}}} B.$$

Одновременно при этом увеличивается и мощность двигателя, потребляемая для равномерного поворота на расчетном радиусе,

$$N_{\text{пл}} = \frac{P_2 V_0}{270 \eta} \left(1 - \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{R_{\text{пл}} - B}{R_{\text{пл}}} \eta_{\text{т}} \right).$$

Таким образом, характеристика планетарных рядов для обеспечения поворота должна быть:

$$k = 2 \div 3.$$

Учитывая, что двухгусеничатый планетарный механизм поворота используется и для улучшения тяговых качеств танка при прямолинейном движении, величину k корректируют так, чтобы включение в обоих планетарных механизмах замедленной передачи с передаточным числом

$$i_0 = \frac{1 + k}{k}$$

было бы примерно эквивалентно переходу на соседнюю низшую передачу с большим в q раз передаточным числом:

$$q = \sqrt[m-2]{d_p};$$

тогда характеристика определится из равенства

$$i_0 = q,$$

т. е.

$$k = \frac{1}{\sqrt[m-2]{d_p} - 1},$$

где m — число ступеней в коробке передач;

d_p — рабочий диапазон трансмиссии.

Окончательно величина k назначается с учетом обоих высказанных соображений, причем большее значение имеет обеспечение хорошей поворотливости танка.

2. Определение расчетных моментов.

1. Момент блокировочного фрикциона.

При повороте включен один фрикцион (допустим, Φ_2); он нагружается большим моментом от силы тяги P_2 на забегающей гусенице. Этот случай является расчетным, и момент блокировочного фрикциона определяется...

— момент M_{II} на ведущем валу бортовой передачи забегающей стороны будет

$$M_{II} = \frac{P_2 R_{в.к}}{i_{6.п} \eta_{г.д} \eta_{6.п}};$$

— при заблокированном положении планетарного механизма такой же момент M_{II} действует и на эпициклической шестерне механизма: $M'_2 = M_{II}$; по ранее найденному соотношению моментов (84) момент блокировочного фрикциона, равный моменту солнечной шестерни, будет в k раз меньше:

$$M_\Phi = M_2 = \frac{M'_2}{k} = \frac{P_2 R_{в.к}}{k i_{6.п} \eta_{г.д} \eta_{6.п}}.$$

Наибольшее значение расчетного момента фрикциона получим при использовании максимального сцепления забегающей гусеницы с грунтом. Принимая наибольшее значение веса танка, приходящееся на забегающую гусеницу, равным $0,65 G$, будем иметь.

$$M_\Phi = 0,65 \frac{G \varphi R_{в.к}}{i_{6.п} \eta_{г.д} \eta_{6.п} k}.$$

Если еще принять $\frac{\varphi}{\eta_{г.д} \eta_{6.п}} \approx 1$, то

$$M_\Phi = 0,65 \frac{G R_{в.к}}{i_{6.п} k}. \quad (97)$$

2. Момент тормоза поворота.

Обычно тормоз поворота включается в планетарном механизме отстающей стороны, при этом он нагружается сравнительно небольшим моментом, соответствующим силе торможения P_1 . Когда движение происходит в тяжелых условиях, то в ряде случаев для увели-

чения силы тяги включаются оба тормоза (T_1 , T_2). Если при этом будет совершаться поворот, то один тормоз выключается (допустим, T_1), а другой (T_2) нагружается моментом от силы тяги P_2 на забегающей гусенице и момент тормоза будет равен (см. фиг. 112)

$$M_T = \frac{P_2 R_{в.к}}{i_{г.н} \eta_{г.т} \eta_{г.н} \eta_{г.2}} \cdot \frac{A_2}{A_2' + A_2} = \frac{P_2 R_{в.к}}{i_{г.н} (1+k) \eta_{г.т} \eta_{г.н} \eta_{г.2}},$$

где $\eta_{г.2}$ — к.п.д. механизма поворота, когда мощность передается на забегающую гусеницу.

Переходя к максимальному значению силы тяги по сцеплению забегающей гусеницы с грунтом, получим

$$M_T = 0,65 \frac{G R_{в.к}}{i_{г.н} (1+k) \eta_{г.т} \eta_{г.н} \eta_{г.2}}.$$

Полагая $\frac{G}{\eta_{г.т} \eta_{г.н} \eta_{г.2}} \approx 1$, получим окончательное выражение для расчетного момента тормоза поворота:

$$M_T = 0,65 \frac{G R_{в.к}}{(1+k) i_{г.н}} \quad (98)$$

Чтобы тормоза поворота работали безотказно в любых условиях, расчет их для этого наиболее тяжелого случая замедленного поворота целесообразно вести по формуле (98).

3. Момент остановочного тормоза

Расчетный момент остановочного тормоза определяется из условия обеспечения управляемости танком на предельном спуске в 30° . Посторяя рассуждения для бортового фрикциона и его остановочного тормоза, найдем расчетный момент остановочного тормоза двухступенчатого ПМП:

$$M_I = 0,5 \frac{G R_{в.к}}{i_{г.н}}$$

4. Момент для шестерен планетарного ряда

Солнечная шестерня планетарного механизма забегающей стороны нагружается наибольшим моментом в сблокированном положении механизма. Поэтому расчетный момент M_2 для солнечной шестерни равен расчетному моменту блокировочного фрикциона:

$$M_2 = M_{ф.б} = 0,65 \frac{G R_{в.к}}{k i_{г.н}} \quad (99)$$

Прочные размеры шестерен планетарных рядов определяются по уже известным формулам (91) и (92). Исходя из найденной величины расчетного момента M_2 солнечной шестерни, рассчитывают из прочность оси сателлитов и другие детали планетарных механизмов.

Выводы по двухступенчатому ПМП сводятся к следующему:

1) Паличие двух расчетных радиусов $R_{p1} = B$ и $R_{p11} > B$ значительно снижает непроизводительные затраты мощности на буксование фрикционных элементов, облегчает условия их работы и улучшает поворотливость танка.

2) Имеется возможность увеличения тяговых усилий на ведущих колесах при прямолинейном движении без переключения передач, что вместе с улучшением поворотливости увеличивает среднюю скорость и запас хода машины.

3) Малые величины расчетных моментов блокировочного фрикциона (формула (97) и тормоза поворота (формула (98) позволяют выполнять их малогабаритными и облегчают управление планетарным механизмом поворота.

4) Обеспечивается устойчивость прямолинейного движения как при включении блокировочных фрикционов, так и при включении обоих тормозов поворота.

§ 6. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА С ДВОЙНЫМ ПОДВОДОМ МОЩНОСТИ ТИПА Т-V

Разнообразные механизмы поворота с двойным подводом мощности в принципе можно разделить на два класса: механизмы с двойным подводом мощности только при повороте (Т-V, Т-VI); механизмы с двойным подводом мощности при прямолинейном движении и повороте (МК-IV, М-46).

Конструктивно все эти механизмы имеют два планетарных ряда — по одному ряду на борт, причем ведущими элементами в планетарных рядах являются эпициклы, а ведомыми — водила. Во всех конструкциях эпициклы установлены жестко на ведомом (главном) валу коробки передач или при носовом расположении трансмиссии — на валу, связанном с главным валом коробки передач через коническую пару шестерен. Поэтому скорость вращения обоих эпициклов всегда одинакова и зависит от того, какая передача включена в коробке передач: чем выше передача, тем больше скорость вращения эпициклов.

Солнечные шестерни связаны с коленчатым валом двигателя через дополнительный привод с постоянным передаточным числом. Направление и скорость вращения солнечных шестерен зависят от конструкции дополнительного привода и оборотов двигателя и не зависят от включенной передачи. Таким образом, конструктивно механизмы с двойным подводом мощности отличаются друг от друга только за счет различий в дополнительном приводе, т. е. в приводе к солнечным шестерням.

Кинематическая схема механизма поворота с двойным подводом мощности танка Т-V приведена на фиг. 143.

Число фрикционных элементов в этом механизме такое же, как и в двухступенчатом ПМП. Вал эпициклов 3 связан с главным ва-

лом коробки передач. Вал дополнительного привода 4 связан с двигателем и через фрикционы поворота Φ — с солнечными шестернями.

Прямолинейное движение совершается при включенных опорных тормозах T_1, T_2 , выключенных фрикционах поворота Φ_1, Φ_2 и останочных тормозах T_{01}, T_{02} . При этом вся мощность идет одним потоком через коробку передач и эпициклы на водила. Дополнительный привод вращается, но мощности не передает, так как фрикционы выключены. План скоростей шестерен планетарных рядов для этого случая приведен на схеме (фиг. 143, а).

Прямолинейное движение является устойчивым, так как благодаря жесткой кинематической связи ведущие колеса всегда имеют одинаковое число оборотов. Этот механизм можно использовать, как и двухступенчатый ПМП, для увеличения силы тяги на ведущих колесах при прямолинейном движении. Для этого надо выключить тормоза T_1 и T_2 и включить фрикционы Φ_1 и Φ_2 , но в этом случае появится циркулирующая мощность в коробке передач и дополнительном приводе. Поэтому практически пользоваться механизмом поворота для увеличения силы тяги нецелесообразно, так как это приведет к большим перегрузкам деталей коробки передач.

Для поворота, допустим, вправо выключается тормоз T_1 и включается фрикцион Φ_1 ; тормоз T_{01} остается выключенным. На противоположной стороне все остается, как при прямолинейном движении. В планетарном ряду 1 солнечная шестерня будет вращаться в сторону, противоположную вращению эпицикла, и скорость вращения водила уменьшится. План скоростей для этого случая показан на схеме (фиг. 143, б). План поворачивается вправо с расчетным радиусом $R_{\text{рп}}$. Мощность рекуперации с отстающей гусеницы целиком передается через вал эпициклов на забегающую гусеницу. Мощность двигателя поступает к забегающей гусенице двумя потоками — через коробку передач и дополнительный привод отстающей стороны.

1. Определение передаточного числа механизма поворота и расчетного радиуса поворота

Передаточное число¹ механизма поворота определится из уравнений кинематики:

$$n_1 = n_{01}(1 + k) - n_1'k;$$

$$n_2 = n_{02}(1 + k) - n_2'k;$$

далее, используя дополнительные условия:

$$n_1' = n_2'; \quad n_2 = 0; \quad n_1 = -\frac{n_a}{i_a}; \quad n_1' = \frac{n_a}{i_{ki}},$$

¹ Под передаточным числом механизма поворота здесь и в дальнейшем понимается отношение скоростей забегающей и отстающей гусениц при повороте со вторым расчетным радиусом

где i_{kl} — передаточное число коробки передач от двигателя до эпицикла;

i_λ — передаточное число дополнительного привода от двигателя до солнечной шестерни,

получим после подстановки и совместного решения уравнений кинематики

$$i_0 = \frac{n_{02}}{n_{01}} = \frac{k i_\lambda}{k i_\lambda - i_{kl}}.$$

Из этого выражения видно, что передаточное число механизма при повороте не является постоянным и зависит от передаточного числа коробки передач: чем выше передача, тем меньше i_0 .

Расчетный радиус поворота найдем, подставляя значение i_0 в выражение 96:

$$R_{\text{пл}} = B \frac{i_0}{i_0 - 1} = B \frac{k i_\lambda}{i_{kl}}. \quad (100)$$

Из этого выражения следует, что $R_{\text{пл}}$ зависит от i_{kl} , т. е. от включенной передачи; очевидно, для каждой передачи будет свой расчетный радиус $R_{\text{пл}}$. В данной конструкции $k = 2,5$, $i_\lambda = 8,87$.

Значения расчетных радиусов на различных передачах приводятся в табл. 17.

Таблица 17

Передача	1	2	3	4	5	6	7
$\frac{R_{\text{пл}}}{B}$	2,3	4,67	7,36	11,52	16,65	23,5	30,8

Кроме того, существует один расчетный радиус поворота для всех передач $R_{\text{пл}} = B$ и еще один радиус при нейтрале в коробке передач $R \approx \frac{B}{2}$. Для поворота с радиусом $R_{\text{пл}} = B$ необходимо выключить фрикцион Φ_1 и включить тормоз T_{01} ; тормоз T_1 остается выключенным. Мощность передается одним потоком через коробку передач. При поворотах с $R > B$ пробуксовывает остановочный тормоз T_{01} , и потери мощности в нем, на одинаковых радиусах, будут такими же, как в остановочном тормозе бортового фрикциона.

В этом механизме возможен еще неустойчивый радиус поворота при нейтрале в коробке передач. Обычно включены опорные тормоза T_1 и T_2 , а фрикционы Φ_1 и Φ_2 выключены. При работе двигателя на стоянке вращается вал дополнительного привода 4. Если при этом выключить тормоз T_1 и включить фрикцион Φ_1 , то момент от двигателя будет передаваться на солнечную шестерню ряда 1 и через сателлит на водило и эпицикл; причем момент на водиле будет

того же направления, что и на солнечной шестерне, а на эпицикле — обратного. От вала эпициклов момент через планетарный ряд 2 передается на водило второго ряда (тормоз T_2 включен), где будет иметь то же направление, что и на эпицикле.

Таким образом, моменты на водилах 1 и 2 равны между собой и направлены в противоположные стороны; под их воздействием правая гусеница начнет двигаться назад, а левая — вперед. Танк повернется вправо с радиусом $\frac{B}{2}$. Это произойдет, если сопротивление под гусеницами будет одинаковым. В общем случае в зависимости от сопротивлений радиус поворота может изменяться от $R = \frac{B}{2}$ до $R = B$. Этим свойством обладают все известные механизмы поворота с двойным подводом мощности.

2. Определение характеристики планетарного ряда k и передаточного числа дополнительного привода

Передаточные числа коробки передач $i_{\kappa i}$ определяются, как для обычной коробки, из тягового расчета танка при прямолинейном движении. Характеристика k и передаточное число i_d дополнительного привода выбираются из условия получения на каждой передаче оптимальной величины второго расчетного радиуса поворота $R_{\text{пл}}$:

$$k i_d = i_{\kappa i} \frac{R_{\text{пл}}}{B}.$$

Оптимальные значения радиусов поворота находят из тяговой характеристики поворота танка с таким расчетом, чтобы на каждой передаче был возможен равномерный поворот на ее расчетном радиусе в наиболее тяжелых для поворота условиях. С этой точки зрения приведенные в табл. 17 значения расчетных радиусов поворота танка Т-В являются несколько завышенными.

Написанное уравнение содержит два неизвестных: k и i_d , поэтому можно задаться одной из величин, например k , исходя из конструктивных соображений.

3. Определение расчетных моментов

Момент фрикциона поворота

Фрикцион включается на стороне отстающей гусеницы во время поворота танка. В этих условиях он будет нагружаться моментом от силы тяги на отстающей гусенице

$$M_{\text{ф}} = \frac{P_1 R_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}} (1 + k)} \cdot \eta_{\text{г.л}} \eta_{\text{б.п}} \eta_1,$$

где η_1 — к. п. д. планетарного ряда на стороне отстающей гусеницы.

Фрикцион, рассчитанный на такой момент, должен быть предохранен от перегрузок, возникающих при использовании его для за-

медленного поворота с $R < R_{\text{пр}}$, при замедленном прямолинейном движении и при поворотах с $R = \frac{B}{2}$. Для этого в приводе упр

ления должно быть предусмотрено устройство, не допускающее включения фрикциона в указанных случаях.

Если таких ограничителей нет, то фрикцион следует рассчитывать для случая замедленного поворота с радиусом B по моменту на забегающей гусенице:

$$M_{\text{ф}} = 0,65 \frac{GzR_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}}(1+k)\eta_{\text{г.д}}\eta_{\text{б.п}}\eta_{\text{з}}} \approx 0,65 \frac{GR_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}}(1+k)}, \quad (101)$$

где $\eta_{\text{з}}$ — к. п. д. планетарного ряда на стороне забегающей гусеницы.

Детали дополнительного привода рассчитываются по этому же моменту с учетом передаточных чисел и к. п. д.

Момент опорного тормоза

Опорный тормоз может использоваться при прямолинейном движении и во время поворота танка на забегающей стороне. Его целесообразно рассчитывать из условия нагружения моментом от максимального сцепления забегающей гусеницы с грунтом (см. фиг. 143):

$$M_{\text{т}} = 0,65 \frac{GzR_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}}(1+k)\eta_{\text{г.д}}\eta_{\text{б.п}}\eta_{\text{з}}} \approx 0,65 \frac{GR_{\text{в.к}}}{i_{\text{б.п}}(1+k)}. \quad (102)$$

Этот момент является расчетным и для солнечных шестерен планетарных рядов механизма поворота.

Момент остановочного тормоза.

Момент остановочного тормоза подсчитывается по формуле (95), как для ПМП и бортового фрикциона.

Из расчета механизма поворота с двойным подводом мощности видно, что этот механизм наиболее полно удовлетворяет поставленным требованиям.

1. По основным своим качествам он подобен двухступенчатому планетарному механизму поворота, но благодаря различным расчетным радиусам на каждой передаче потери на трение во фрикционных элементах здесь оказываются меньше. Очевидно, при наличии механизма с двойным подводом мощности танк будет совершать повороты с $R = R_{\text{пр}}$ чаще, чем танк с двухступенчатым ПМП, и поэтому потери на трение во фрикционных элементах будут меньше.

2. Конструктивно этот механизм сложнее двухступенчатого ПМП ввиду наличия дополнительного привода к солнечным шестерням планетарных рядов.

3. Как и два предшествующие механизма поворота, он обеспечивает устойчивость прямолинейного движения и некоторое снижение скорости центра тяжести танка при входе в поворот.

Замечание о планетарном механизме поворота с двойным подводом мощности при повороте и прямолинейном движении.

Механизм поворота Т-V может стать двухпоточным при прямолинейном движении и повороте, если внести в него некоторые изменения, а именно (см. фиг. 143):

— изменить на обратное направление вращение вала дополнительной передачи 4;

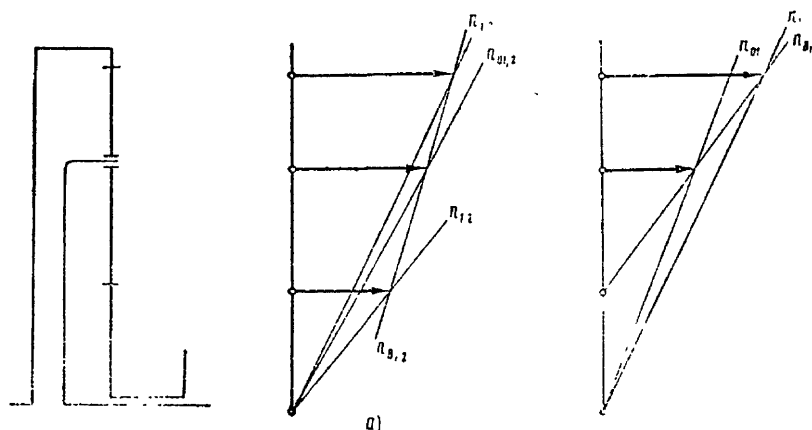
— прямолинейное движение совершать на включенных фрикционах Φ_1 и Φ_2 ,

— для поворота с расчетными радиусами R_{p1} использовать тормоза T_1 и T_2 .

Планы скоростей планетарных рядов для этого случая показаны на фиг. 144.

План скоростей планетарных рядов 1, 2 при прямолинейном движении показан на фиг. 144, а: солнечная шестерня и эпицикл вращаются в одинаковом направлении. Мощность от двигателя передается двумя параллельными потоками, в результате чего детали коробки передач оказываются малонагруженными. Однако диапазон трансмиссии уменьшится и будет меньше диапазона коробки передач — в этом основной недостаток подобной схемы (см. стр. 246—248).

На фиг. 144, б показан план скоростей планетарного ряда 1 при повороте вправо, план скоростей ряда 2 остается без изменений (фиг. 144, а)



Фиг. 144. Планы скоростей

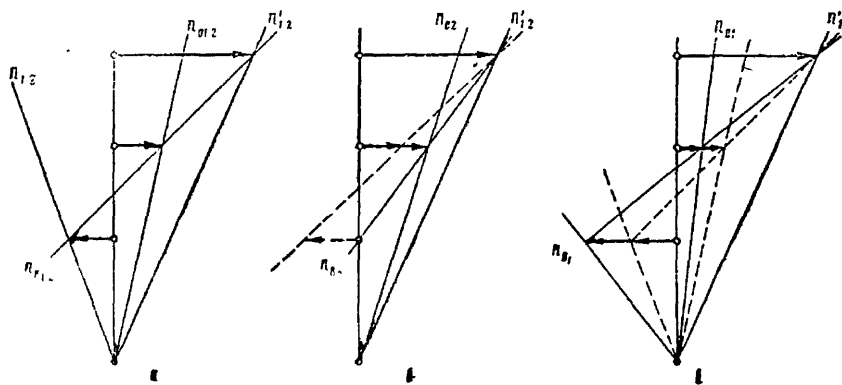
Для увеличения сил тяги при прямолинейном движении достаточно, выключив фрикционы Φ_1 и Φ_2 , затян timer тормоза T_1 и T_2 . Мощность передается только через коробку передач, и циркулирующей мощности, как в Т-V, не будет. Расчетные моменты фрикциона и малого тормоза останутся без изменений, т. е. они должны браться из условия максимального сцепления забегающей гусеницы с грунтом.

§ 7. РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА С ДВОЙНЫМ ПОДВОДОМ МОЩНОСТИ

Механизм поворота танка «Центурион» (фиг. 145) выполнен в одном агрегате с коробкой передач. Он состоит из двух планетарных рядов 1 и 2, эпициклы которых жестко закреплены на концах главного вала коробки передач, а к солнечным шестерням выполнен привод от двигателя через полусоси 3 и 4 простого дифференциала и дополнительные приводы.

вращаться с удвоенной скоростью по сравнению с прямолинейным движением и скорость вращения солнечной шестерни ряда I также увеличится в два раза. Поэтому водило ряда I будет вращаться медленнее, чем при прямолинейном движении, как это видно из плана скоростей (фиг. 146, в). Пунктиром показан план скоростей сателлита и солнечной шестерни при прямолинейном движении.

Таким образом, при включении левого тормоза T_2 скорость левой гусеницы возросла и гусеница стала забегающей, а скорость правой гусеницы на такую же величину уменьшилась и эта гусеница стала отстающей. Танк будет поворачиваться вправо с расчетным радиусом $R_{рп} > B$, сохраняя скорость центра тяжести равной скорости прямолинейного движения до поворота. Для поворота с радиусом $R > R_{рп}$ тормоз необходимо включать неполностью. Повороты влево осуществляются включением тормоза T_1 .



Фиг. 146. Планы скоростей

Для удобства водителя управление выполнено так, что привод от правого рычага управления действует на левый тормоз T_2 , а от левого рычага — на правый тормоз T_1 . Остановочные тормоза T_{o1} и T_{o2} имеют общий привод и для поворотов танка с $R_{рп} = B$ не используются, так как в последнем случае механизм поворота работал бы, как простой дифференциал с большой потребной мощностью поворота. Поэтому рассматриваемый механизм не имеет расчетного радиуса поворота $R_{рп} = B$.

Этот механизм поворота, как и Т-V, может обеспечить поворот с $R \approx \frac{B}{2}$ при нейтральной в коробке передач и включении одного из тормозов T_1 или T_2 , в чем нетрудно убедиться из схемы (см. фиг. 145).

1. Определение передаточных чисел и расчетных радиусов поворота

Передаточное число i_m механизма передач и поворота (коробки передач совместно с механизмом поворота) при прямолинейном движении найдем из уравнения кинематики (74)

$$n_1 = n_{01} (1 + k) - n_1' k.$$

Учитывая, что $n_1 = n_2 \cdot \frac{1}{i_1}$, $n_1' = n_1 \cdot \frac{1}{i_{k1}}$, после подстановки и преобразований получим

$$i_m = \frac{(1 + k) i_d i_{ki}}{k i_d - i_{ki}}. \quad (103)$$

Передаточное число трансмиссии будет

$$i_r = i_m i_{к.п} i_{б.п},$$

где $i_{к.п}$ — передаточное число конической пары.

Передаточное число механизма поворота найдем из уравнений:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{01} (1 + k) - n_1' k; \\ n_2 &= n_{02} (1 + k) - n_2' k. \end{aligned}$$

Используя дополнительные условия при полностью включенном тормозе T_2

$$n_2 = 0; \quad n_1 = -n_2 \cdot \frac{1}{i_d}; \quad n_1' = n_2' = n_d \cdot \frac{1}{i_{k1}},$$

после подстановки и преобразований получим

$$i_0 = \frac{n_{02}}{n_{01}} = \frac{k i_1}{k i_d - 2 i_{k1}}.$$

Расчетный радиус поворота определится из выражения

$$R_{рп} = B \frac{i_0}{i_0 - 1} = \frac{B}{2} \cdot \frac{k i_d}{i_{k1}}. \quad (104)$$

Число расчетных радиусов дифференциального механизма поворота с двойным подводом мощности соответствует числу ступеней в коробке передач, причем с повышением ступени (уменьшением передаточного числа) расчетный радиус поворота увеличивается. Для рассматриваемой схемы (см. фиг. 145) $k = 2.22$, $i_d = 3.7$; расчетные радиусы приведены в табл. 18.

Таблица 18

Передачи	1	2	3	4	5
Радиусы поворота					
$\frac{R_{рп}}{B}$	1,48	3,0	4,39	6,85	9,03

Следует заметить, что в отличие от танка Т-V величины расчетных радиусов здесь слишком занижены.

2. Определение характеристики планетарных рядов k и передаточного числа i_d дополнительного привода

Из тягового расчета прямолинейного движения танка определяются передаточные числа механизма передач и поворота i_m , зависящие согласно выражению (103) от трех неизвестных величин: k , i_d и i_{ki} :

$$i_m = \frac{(1+k)i_d i_{ki}}{k i_d - i_{ki}}.$$

Из тягового расчета поворота танка, с учетом тех же соображений, как и для предыдущего механизма, находим оптимальные значения расчетных радиусов R_{pII} на каждой передаче и согласно уравнению (104) получаем

$$\frac{k i_d}{i_{ki}} = 2 \frac{R_{pII}}{B}.$$

Третье недостающее равенство получится из условия определенной перегрузки коробки передач циркулирующей мощностью (см. стр. 247)

$$\frac{N_k}{N_d} = \frac{k i_d}{k i_d - i_{ki}}.$$

В выполненных конструкциях наибольшую перегрузку коробки передач на первой ступени обычно допускают не более полутора-кратной, т. е.

$$\frac{k i_d}{k i_d - i_{ki}} = 1,5.$$

Из этих трех равенств определяют передаточное число коробки передач i_{k1} на первой ступени, характеристику планетарного ряда k и передаточное число дополнительного привода i_d .

3. Определение расчетных моментов

Момент тормоза поворота. Тормоз включается на стороне забегающей гусеницы, причем на него действует момент со стороны забегающей гусеницы через солнечную шестерню и момент со стороны дополнительного привода. Из условия равновесия тормоза можем написать

$$M_T = M_T' + M_T''.$$

На солнечную шестерню со стороны сателлита действует момент, определяемый по силе тяги забегающей гусеницы,

$$M_T' = \frac{P_2 R_{в.к}}{i_{6.п} (1+k) \eta_{г.д} \eta_{6.п} \eta_2},$$

где η_2 — коэффициент полезного действия планетарного ряда на стороне забегающей гусеницы.

На солнечную шестерню со стороны дополнительного привода действует момент, передаваемый от отстающей гусеницы,

$$M_T'' = \frac{P_1 R_{в.к}}{i_{6.н} (1 + k)} \eta_{г.л} \eta_{6.н} \eta_{п},$$

где η_1 — коэффициент полезного действия планетарного ряда на стороне отстающей гусеницы (мощность передается от отстающей гусеницы).

Отсюда находим

$$M_T = \frac{R_{в.к}}{i_{6.н} (1 + k) \eta_{г.л} \eta_{6.н} \eta_2} (P_2 + P_1 \eta_p). \quad (105)$$

где $\eta_p = \eta_{г.д}^2 \eta_{6.н}^2 \eta_1 \eta_2$.

При расчетах, как и для предыдущих механизмов, можно принимать $P_2 = 0,65 G\varphi$ и $P_1 = 0,22 G\varphi$.

Выражение (105) показывает, что в данной схеме тормоз поворота нагружен значительным моментом и, следовательно, будет обладать большими габаритами.

Момент остановочного тормоза. Как отмечалось, остановочные тормоза используются только по прямому назначению, поэтому расчетный момент для них определится из следующих соображений. Тормозятся одновременно обе гусеницы и используется их максимальное сцепление с грунтом.

Считая, что вес танка распределяется поровну на обе гусеницы, получим

$$M_{то} = 0,5 \frac{G\varphi R_{в.к}}{i_{6.н}} \eta_{г.л} \eta_{6.н} \approx 0,4 \frac{GR_{в.к}}{i_{6.н}}. \quad (106)$$

Расчетный момент солнечной шестерни и шестерни дополнительного привода. Наибольшую нагрузку солнечная шестерня планетарного ряда забегающей стороны будет испытывать при действии на забегающей гусенице максимальной силы тяги по сцеплению

$$M_2 = \frac{0,65 G\varphi R_{в.к}}{i_{6.н} (1 + k) \eta_{г.д} \eta_{6.н}} \approx 0,65 \frac{GR_{в.к}}{i_{6.н} (1 + k)}. \quad (107)$$

Наибольшую нагрузку детали дополнительного привода будут получать со стороны отстающей гусеницы при повороте на предельном уклоне в 30° . Момент $M_{т.н}$, действующий на шестерню, связанную с солнечной шестерней, определится по аналогии с расчетом остановочного тормоза •боргфрикциона и двухступенчатого ПМП из уравнения

$$M_{т.н} = 0,5 \frac{GR_{в.к}}{i_{6.н} (1 + k)}. \quad (108)$$

Расчет сложного дифференциального механизма поворота с двойным подводом мощности позволяет сделать такие выводы:

1. Дифференциальный механизм не обеспечивает устойчивого прямолинейного движения, что может значительно затруднить преодоление танком некоторых препятствий и вождение по сильнопересеченной местности.

2. В конструктивном отношении дифференциальный механизм проще планетарного, так как включает меньшее число фрикционных элементов.

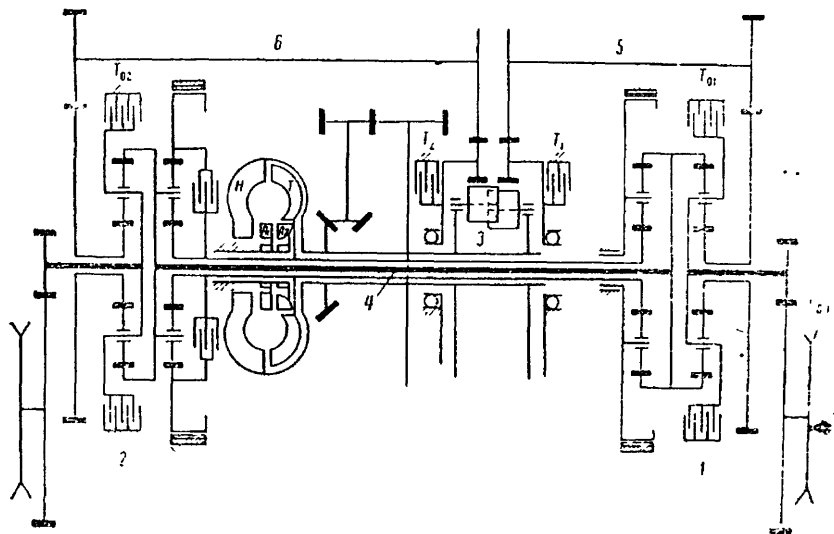
3. Тормоза поворота должны рассчитываться на большой момент, что вызовет их громоздкость и трудность управления.

4. Недостатком механизма следует признать отсутствие радиуса поворота, равного B , и отсутствие автоматического снижения скорости центра тяжести машины при входе в поворот.

§ 8. РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Схема гидромеханической трансмиссии танка М-46 представлена на фиг. 147.

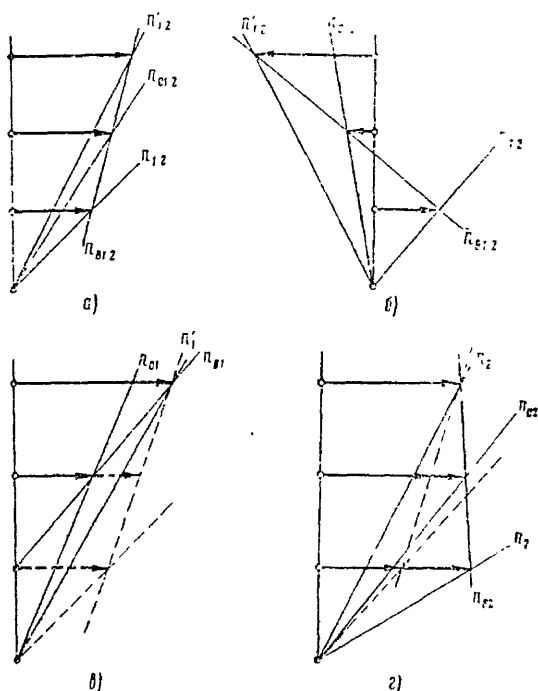
Механизм поворота состоит из двух планетарных рядов 1 и 2, простого цилиндрического дифференциала 3, тормозов поворота T_1 и T_2 . Имеются также остановочные тормоза T_{01} и T_{02} . Эпициклы пла-



Фиг. 147. Дифференциальный механизм поворота гидромеханической трансмиссии с двойным подводом мощности

нетарных рядов 1, 2 установлены жестко на концах вала 4. Момент к ним подводится от двигателя через гидротрансформатор и планетарную коробку передач. К солнечным шестерням рядов 1, 2 момент

подводится от двигателя через дифференциал, дополнительные приводы и полуоси 5, 6. При движении машины передним ходом эпициклы и солнечные шестерни рядов 1, 2 вращаются в одном направлении, при движении задним ходом — в противоположные стороны. Планы скоростей планетарных рядов для обоих случаев прямолинейного движения показаны на фиг. 148 (фиг. 148, а соответствует движению вперед, фиг. 148, б — назад).



Фиг. 148. Планы скоростей

Скорость вращения солнечных шестерен зависит от оборотов двигателя. Скорость вращения эпициклов является переменной и благодаря комплексной гидропередаче автоматически изменяется с изменением сопротивления движению.

Для поворота необходимо включить тормоз T_1 или T_2 . Если включить полностью тормоз T_1 , то полуось 5 и солнечная шестерня ряда 1 перестанут вращаться. За счет дифференциала полуось 6 и солнечная шестерня ряда 2 будут вращаться с удвоенной скоростью. Как можно видеть из плана скоростей (фиг. 148, в), скорость вращения водила ряда 1 уменьшится и правая гусеница станет отстающей; скорость вращения водила ряда 2 возрастет (фиг. 148, г) и левая гусеница будет забегающей. Танк начнет поворачиваться вправо с радиусом поворота $R > B$ (для сравнения на планах скоростей пунктиром даны планы скоростей до поворота).

Имеющиеся остановочные тормоза T_{01} и T_{02} не могут быть использованы для поворота, так как к ним выполнен лишь общий привод. Поэтому здесь нет радиуса поворота $R_{p1} = B$.

Как и для рассмотренных выше механизмов, возможен поворот танка с $R \approx \frac{B}{2}$ при нейтральной в коробке передач и включении одного из тормозов поворота.

1. Определение передаточного числа механизма и радиуса поворота при включенном тормозе T_1

Используя уравнения кинематики планетарных рядов 1, 2:

$$n_1 = n_{01}(1 + k) - n_1'k,$$

$$n_2 = n_{02}(1 + k) - n_2'k$$

и подставляя сюда значения

$$n_1 = 0, \quad n_1' = n_2' = n_n \frac{1}{i_{гм}}, \quad n_2 = 2n_n \frac{1}{i_{д}},$$

найдем

$$i_0 = \frac{n_{02}}{n_{01}} = \frac{2i_{гм} + ki_{д}}{ki_{д}},$$

где $i_{д}$ — передаточное число дополнительного привода от вала насоса до солнечной шестерни ряда 2;

$i_{гм}$ — кинематическое передаточное число от насоса гидропередачи до эпицикла ряда 2; $i_{гм} = i_i i_{к1}$;

i_i — передаточное число гидропередачи;

$i_{к1}$ — передаточное число планетарного редуктора;

n_n — обороты вала насоса гидропередачи.

Для передачи заднего хода в числителе перед членом $2i_{гм}$ нужно поставить знак минус.

Зная i_0 , найдем радиус поворота при включенном тормозе T_1 , пользуясь формулой (96):

$$R = \frac{B}{2} \cdot \frac{2i_{гм} + ki_{д}}{i_{гм}}. \quad (109)$$

Из рассмотренного видно, что радиус поворота зависит от передаточного числа гидромеханической передачи $i_{гм}$. Последнее является величиной переменной и зависит от сопротивления под гусеницами: с увеличением сопротивления $i_{гм}$ автоматически возрастает и, наоборот, с уменьшением сопротивления падает. Поэтому радиус поворота на различных грунтах будет не одинаковым, а зависящим от сопротивления повороту: с увеличением сопротивления радиус уменьшается, а при малых сопротивлениях радиус будет большим.

Для заднего хода в числителе выражения (109) нужно заменить знак плюс на знак минус.

2. Определение расчетных моментов

Момент тормоза поворота. Тормоза поворота используются только для поворота танка; их нельзя использовать для увеличения сил тяги на ведущих колесах при прямолинейном движении.

Расчетный момент определяем из условия максимального сцепления гусениц с грунтом. Напишем условие равновесия тормоза:

$$M_T = M_T' + M_T'',$$

где M_T' — момент, приведенный к тормозу со стороны отстающей гусеницы,

M_T'' — момент, приведенный к тормозу со стороны забегающей гусеницы.

Рассматривая схему (фиг. 147), находим:

$$M_T' = \frac{P_1 R_{в.к}}{i_{6,n}(1+k)i_1} \eta_{1a} \eta_{6,n} \eta_{11} \eta_{15},$$

где η_{1a} — к. п. д. дополнительного привода;

η_{11} — к. п. д. планетарного ряда I.

$$M_T'' = \frac{P_2 R_{в.к}}{i_{6,n}(1+k)i_1 \eta_{1,1} \eta_{6,n} \eta_{12} \eta_{15}}.$$

Отсюда находим момент тормоза поворота

$$M_T = \frac{R_{в.к}}{i_{6,n} i_1 (1+k) \eta_{11}} (P_2 + P_1 \eta_{11}'), \quad (110)$$

где $\eta_{11} = \eta_{1,1} \eta_{6,n} \eta_{12} \eta_{15}$ — к. п. д. цепи дополнительного привода от забегающей гусеницы до тормоза T_1 ;

$$\eta_{11}' = \eta_{1,1}^2 \eta_{1,1}^2 \eta_{6,n} \eta_{11} \eta_{15} \eta_{12}.$$

Момент останавливающего тормоза. Поскольку останавливающие тормоза используются только для торможения танка, то рассчитываются они по формуле (106), приведенной выше, для останавливающих тормозов других дифференциальных механизмов поворота.

Момент для шестерен планетарного ряда. Наибольшую нагрузку солнечная шестерня планетарного ряда будет испытывать, как и в других механизмах, на забегающей стороне, и величина момента M_2 солнечной шестерни определится той же формулой (107), что и для дифференциального механизма поворота.

Рассмотренный механизм поворота гидромеханической трансмиссии по своим свойствам в основном подобен предыдущему дифференциальному механизму поворота. Но ввиду наличия гидропередачи полностью отпадает существенный недостаток всех дифференциальных механизмов поворота: отсутствие автоматического увеличения сил тяги при входе в поворот.

Кроме того, благодаря применению высококачественных металлокерамических обшивок дисков тормозов, работающих в масле, тормоза поворота работают стабильно в режиме буксования, обеспечивая танку хорошую поворотливость; недостатками этого дифференциального механизма являются неустойчивость прямолинейного движения и отсутствие расчетных радиусов поворота.

Краткая оценка механизмов поворота

1. Из рассмотренных конструкций лучшую поворотливость танку обеспечивает механизм поворота, имеющий на каждой передаче свой расчетный радиус $R_p > B$ и один общий для всех передач $R_p = B$, обладающий устойчивостью при прямолинейном движении, т. е. планетарный механизм поворота с двойным подводом мощности.

Следует учитывать, что выигрыш в мощности, потребной на поворот, при больших радиусах поворота невелик и может иметь существенное значение лишь для танков с большими значениями $\frac{L}{B}$ и малой удельной мощностью. Следовательно, наибольший эффект будет получен от применения этого механизма на тяжелых танках.

2. Двухступенчатый планетарный механизм поворота обеспечивает достаточно хорошую поворотливость танку, но несколько уступает планетарному механизму с двойным подводом мощности. Однако он обладает и существенными достоинствами, заключающимися в малом удельном объеме, малых моментах фрикционных элементов, простоте конструкции и высоком к.п.д. Этот механизм вполне отвечает требованиям поворотливости средних и тяжелых танков, имеющих достаточно высокую удельную мощность (порядка 15 — 20 л.с./т) и отношение $\frac{L}{B} \leq 1,7$.

3. Рассмотренные сложные дифференциальные механизмы поворота с двойным доводом мощности не имеют расчетного радиуса поворота $R_p = B$, что следует считать их недостатком.

4. Бортовые фрикционы не могут обеспечить хорошей поворотливости для средних и тяжелых танков, но могут обеспечить ее для легких. Их большие достоинства — компактность и простота конструкции. Поэтому бортовые фрикционы находят применение на легких танках с высокой удельной мощностью.

ГЛАВА II

ТОРМОЗА

Применяемые в трансмиссиях танков тормоза в зависимости от предназначения разделяются на следующие три группы.

1) тормоза остановочные, предназначенные для снижения скорости движения и остановки машины, для удержания машины на подъеме и для поворота с радиусом, равным ширине колеи ($R = B$) или превышающим ширину колеи.

2) тормоза, имеющиеся в механизмах поворота. Их назначение определяется типом и принципом работы механизма поворота;

3) тормоза, обеспечивающие включение передач планетарных коробок передач.

Расчетные моменты для тормозов всех трех групп определены в предыдущих главах. В этой главе мы остановимся на вопросе выбора типа тормоза и определении размеров тормозного диска для получения уже известного расчетного момента.

В наиболее тяжелых условиях работают остановочные тормоза: они обычно нагружены большими моментами и подвергаются значительному нагреву вследствие длительного буксования при торможении и повороте.

Для планетарных коробок передач целесообразно применять тормоза с полностью уравновешенными радиальными силами.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОРМОЗОВ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

1. Классификация тормозов

По конструктивному оформлению и принципу действия тормоза, применяемые в танках, разделяются на следующие группы и подгруппы

1. Ленточные (тормозной элемент — гибкая лента):

— протые без серводействия¹;

¹ Под серводействием тормоза понимается его способность создавать большой тормозной момент (при достаточном усилении включения) за счет доопределенного прижатия тормозного элемента к барабану под действием сил трения.

- простые с односторонним серводействием¹;
- плавающие с серводействием в обе стороны;
- двойные;
- двухленточные с охватом одной ленты другой.

2. Колодочные (тормозной элемент — колодка):

- с наружным расположением колодок;
- с внутренним расположением колодок.

Колодочные тормоза с внутренним расположением колодок бывают:

- простые без серводействия;
- с частичным односторонним серводействием;
- с частичным двухсторонним серводействием;
- с полным серводействием.

Колодочные тормоза имели и имеют применение на некоторых иностранных танках. Их широкому распространению препятствуют соображения компоновочного характера: отсутствие свободного места внутри и снаружи тормозного барабана.

3. Дисковые (тормозной элемент — диск), разделяющиеся по конструктивному оформлению на:

- двухдисковые;
- многодисковые.

Многодисковые тормоза находят применение в планетарных коробках передач, они целесообразны также для механизмов поворота. Их основные преимущества — отсутствие радиальных усилий и компактность.

По условиям работы все тормоза можно разделить на сухие и работающие в масле.

Наиболее перспективными являются тормоза, работающие в масле.

Рассмотренные типы тормозов не равноценны по компактности. В табл. 19 приведены удельные объемы трех основных групп тормозов дисковых, ленточных и колодочных.

Таблица 19

Типы тормозов	$\frac{V}{M_T}$ см ³ /кг.м	$\frac{V}{N_{e \max}}$ см ³ /л.с.	$\frac{V}{G}$ см ³ /т
Ленточные	43	70	—
Колодочные с внутренними колодками	20÷60	60÷115	550—1700
Дисковые	20	36	475

¹ Односторонним серводействием называется проявление этого свойства лишь при каком-то одном направлении вращения тормозного барабана. Тормоза с двухсторонним серводействием обеспечивают этот эффект при любом направлении вращения тормозного барабана.

В табл. 19:

V — объем тормоза;

M_t — тормозной момент;

$N_{e \max}$ — максимальная мощность двигателя танка;

G — вес танка.

Из табл. 19 видно, что наиболее компактными являются дисковые тормоза. Колодочные тормоза весьма значительно различаются по компактности в зависимости от своей конструкции.

2. Требования, предъявляемые к тормозам

1. Безусловная надежность действия и достаточный тормозной момент в любых условиях движения танка.

Для выполнения этого требования применяют высококачественные фрикционные материалы с высоким и стабильным при повышении температуры и больших скоростях скольжения коэффициентом трения; обеспечивают хорошую теплоотдачу и малый нагрев тормоза; применяют теплопроводные обшивки; задают малое удельное давление; используют обдув оребренных тормозов; применяют тормоза, работающие в масле. Выбирают тип тормоза, менее реагирующий на износ тормозного элемента, а к обшивке предъявляют требование максимальной износоустойчивости. Надежность тормозов, работающих всухую, достигается также предохранением поверхности трения от замасливания.

2. Малое усилие и работа, потребные для затяжки тормоза.

Выполнение второго требования обеспечивается выбором типа тормоза с наибольшим серводействием и фрикционных обшивок с максимальным коэффициентом трения. Кроме того, уменьшение работы водителя достигается назначением минимально допустимого зазора между поверхностями трения в выключенном положении тормоза и применением привода управления с переменным передаточным числом, меньшим при выборе зазора и возрастающим при фактическом торможении.

3. Плавность торможения и отсутствие самопроизвольного захватывания.

Плавность торможения в большей мере обеспечивается тормозами с малой степенью серводействия. Для повышения плавности торможения иногда применяют упругую подвеску тормозных элементов.

Исключение захватывания достигается: достаточным и равномерным распределенным зазором между трущимися поверхностями в выключенном положении тормоза, жесткостью тормозных элементов и надежным разведением их в выключенном положении.

4. Малый износ тормозного элемента для обеспечения большого межрегулировочного периода работы тормоза.

В этом отношении наилучшими являются тормоза, работающие в масле, износ которых гораздо меньше износа сухих тормозов. Кроме

того, выполнение этого требования достигается применением более износостойчивых фрикционных материалов, например металлокерамических, и выбором типа тормоза с наиболее равномерным распределением удельного давления по площади трения, например дисковых.

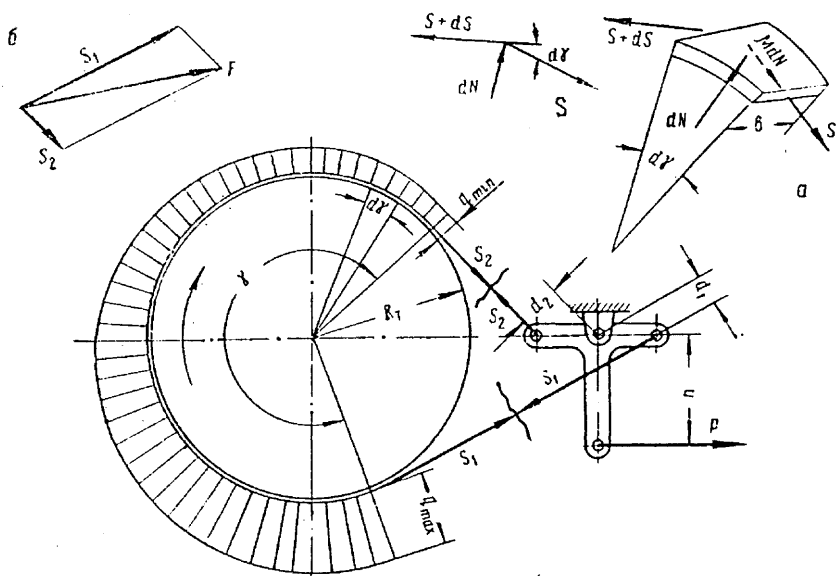
5. Минимальные радиальные и осевые нагрузки на вал, несущий тормоз.

Это требование выполняется выбором соответствующего типа тормоза. Дисковые тормоза не дают радиальной нагрузки, а многодисковые тормоза с гидравлическим включением могут не давать ни радиальной, ни осевой нагрузки на вал. Существенным недостатком большинства типов ленточных тормозов является большая радиальная нагрузка на несущий вал. В этом отношении исключением являются двухленточные тормоза с охватом одной лентой другой, которые практически не нагружают вал радиальной силой.

§ 2. ОБЗОР КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ И РАСЧЕТНЫЕ МОМЕНТЫ ЛЕНТОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

1. Простой ленточный тормоз без серводействия (фиг. 149)

Этот тип тормоза характерен тем, что оба конца ленты прикреплены к шарнирно установленному тормозному рычагу так, что силы S_1 и S_2 создают на этом рычаге моменты, действующие при обоих



Фиг. 149. Схема простого ленточного тормоза без серводействия

возможных направлениях вращения тормозного барабана в одну сторону (см. фиг. 149).

Такая особенность простого ленточного тормоза обуславливает наименьшую величину тормозного момента по сравнению с другими типами ленточных тормозов при одинаковых конструктивных параметрах и усилии P на рычаге тормоза

Для определения тормозного момента, который может развить такой ленточный тормоз, необходимо найти усилия S_1 и S_2 на концах ленты. Проектируя все силы, действующие на выделенный элемент ленты (фиг. 149, a), на направление нормали и пренебрегая бесконечно малыми высшего порядка, получим

$$dN = 2S \sin \frac{d\gamma}{2}.$$

Нормальную силу dN можно выразить через удельное давление ленты на барабан q и площадь элемента $bR_T d\gamma$

$$dN = bqR_T d\gamma$$

Сопоставление двух равенств дает очень важное соотношение между величиной удельного давления q и натяжением ленты S в данной точке:

$$qbR_T d\gamma = 2S \sin \frac{d\gamma}{2}; \quad q = \frac{S}{bR_T} \left(\frac{\sin \frac{d\gamma}{2}}{\frac{d\gamma}{2}} \right); \quad q = \frac{S}{bR_T}. \quad (111)$$

Составив уравнение моментов относительно оси вала, получим второе не менее важное соотношение:

$$dS = \mu dN$$

Нормальную силу теперь выразим через найденное удельное давление

$$dN = qbR_T d\gamma = \frac{S}{bR_T} bR_T d\gamma = S d\gamma$$

и подставим в уравнение моментов

$$dS = \mu S d\gamma$$

Разделяя переменные и интегрируя в пределах от нуля до полного угла охвата γ , получим

$$\int_S^{\frac{S_1}{S}} \frac{dS}{S} = \mu \int_0^{\gamma} d\gamma; \quad \ln \frac{S_1}{S_2} = \mu \gamma; \quad S_1 = S_2 e^{\mu \gamma}. \quad (112)$$

где S_1 — усилие на набегающем конце ленты;

S_2 — усилие на сбегающем конце ленты;

e — Неперово число, $e \approx 2,72$;

γ — угол охвата тормозного барабана лентой (в радианах);

μ — коэффициент трения ленты о барабан;

R_T — радиус тормозного барабана.

Из условия равновесия тормозного барабана следует

$$M_T = (S_1 - S_2) R_T.$$

Учтя зависимость (112), получим

$$M_T = S_2 R_T (e^{\nu \gamma} - 1) \quad (113)$$

Из условия равновесия рычага тормоза следует

$$Ph = S_1 d_1 + S_2 d_2 = S_2 (d_1 e^{\nu \gamma} + d_2),$$

откуда

$$S_2 = P \frac{h}{d_1 e^{\nu \gamma} + d_2}.$$

В связи с этим тормозной момент, который может быть развит тормозом равен

$$M_T = PR_T \frac{h (e^{\nu \gamma} - 1)}{d_1 e^{\nu \gamma} + d_2}.$$

Для сравнительной оценки этого тормоза с другими типами тормозов примем

$$d_1 = d_2 = d; \quad \mu = 0,3; \quad \gamma = 330^\circ \cdot \frac{2\pi}{360^\circ} = 5,75,$$

тогда

$$e^{\nu \gamma} = 5,63.$$

В этом случае

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} [0,7].$$

Из сравнения этого типа тормоза с другими типами ленточных тормозов по величине развиваемого тормозного момента при одних и тех же условиях (см. ниже) видно, что его конструкция для средних и тяжелых машин нецелесообразна ввиду отсутствия серводействия.

Простой ленточный тормоз без серводействия иногда применяют в качестве остановочного для легких машин, где величина потребного тормозного момента обычно незначительна. Кроме того, он обладает большей плавностью торможения, качество, весьма необходимое для остановочного тормоза легкой машины.

Удельное давление на поверхностях трения распределяется неравномерно, наибольшее удельное давление имеет место на набегающем конце тормозной ленты, а наименьшее — на сбегающем (см. фиг. 149).

Пользуясь формулой (111) нетрудно установить, что

$$\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = \frac{S_1}{S_2} = e^{\nu \gamma}.$$

В нашем конкретном примере удельное давление под набегающим концом ленты будет почти в 6 раз больше удельного давления

под сбегавшим концом ленты. Неравномерным будет и износ ленты в эксплуатации. Другим недостатком ленточного тормоза является большая радиальная нагрузка F на несущий вал тормоза. Переноса усилия S_1 и S_2 на ось вала и складывая их геометрически, найдем результирующую силу F , нагружающую вал.

$$\bar{F} = \bar{S}_1 + \bar{S}_2. \quad (114)$$

Аналитически силу F можно найти, пользуясь теоремой косинусов.

$$F = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1S_2 \cos(360 - \gamma)}. \quad (114')$$

2. Простой ленточный тормоз с односторонним серводействием

В этом тормозе (фиг. 150) один конец ленты закреплен неподвижно, а другой прикреплен к тормозному рычагу. При такой конструкции тормоза обеспечивается значительный тормозной эффект при одном направлении вращения барабана (проявляется явление серводействия) и незначительный тормозной момент при обратном вращении барабана.

При вращении тормозного барабана по часовой стрелке (фиг. 150, б) тормозной момент определяется по той же формуле (113)

$$M_T = S_2 R_T (e^{\mu \gamma} - 1).$$

Из условия равновесия тормозного рычага следует, что

$$P = S_2 \frac{d}{h},$$

откуда

$$S_2 = P \frac{h}{d}.$$

В связи с этим тормозной момент, который может развить тормоз при вращении тормозного барабана по часовой стрелке, равен

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} (e^{\mu \gamma} - 1)$$

или при принятых выше для сравнения значениях μ и γ

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} [4.63].$$

При обратном (по сравнению с предыдущим случаем) направлении вращения (фиг. 150, а) тормозного барабана концы тормозной ленты поменяются усилиями S_1 и S_2 . В этом случае из условия равновесия тормозного рычага следует

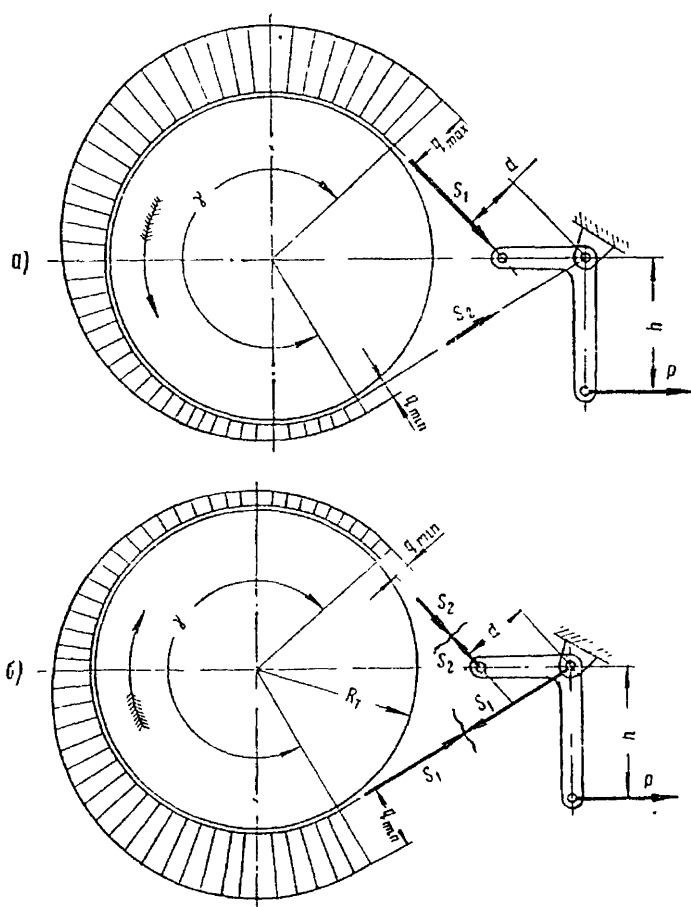
$$P = S_1 \frac{d}{h}, \quad \text{т. е. } S_1 = P \frac{h}{d}.$$

по

$$S_1 = S_2 e^{\mu \gamma},$$

тогда

$$S_2 = P \frac{h}{d} \cdot \frac{1}{e^{\mu \gamma}}.$$



Фиг. 150. Схема простого ленточного тормоза с односторонним серводействием

В связи с этим тормозной момент при обратном направлении вращения тормозного барабана равен

$$M_1 = PR_1 \frac{h}{d} \frac{(e^{\mu \gamma} - 1)}{e^{\mu \gamma}},$$

что при предыдущих значениях ρ и γ соответствует

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} \cdot [0,82]$$

Из этого исследования видно, что тормоз способен действовать эффективно только при одном направлении вращения. В связи с этим тормоза с односторонним серводействием допустимо применять в механизмах с одним направлением вращения тормозного барабана. Шинс этого тормоза также неравномерен вследствие неравномерности распределения удельного давления. От радиальных усилий тормоз не разгружен; дает резкое торможение, что допустимо для средних и тяжелых танков, обладающих большой инерцией.

3. Плавающий ленточный тормоз

Конструкция плавающего тормоза (фиг. 151), обеспечивающего торможение с одинаковым эффектом в обе стороны, применяется в средних и тяжелых танках.

Конструктивная особенность тормоза заключается в отсутствии постоянного крепления концов ленты к корпусу танка. В зависимости от направления вращения барабана палец одного или другого конца ленты может упираться в стенку фигурной прорези, создавая одному концу ленты опору на корпус.

Как видно из фиг. 151 при вращении барабана против часовой стрелки упор получает верхний конец ленты, нагруженный большей силой S_1 . При вращении по часовой стрелке (фиг. 151, а) в стенку прорези упирается палец нижнего конца ленты, который в этом случае также нагружается большей силой.

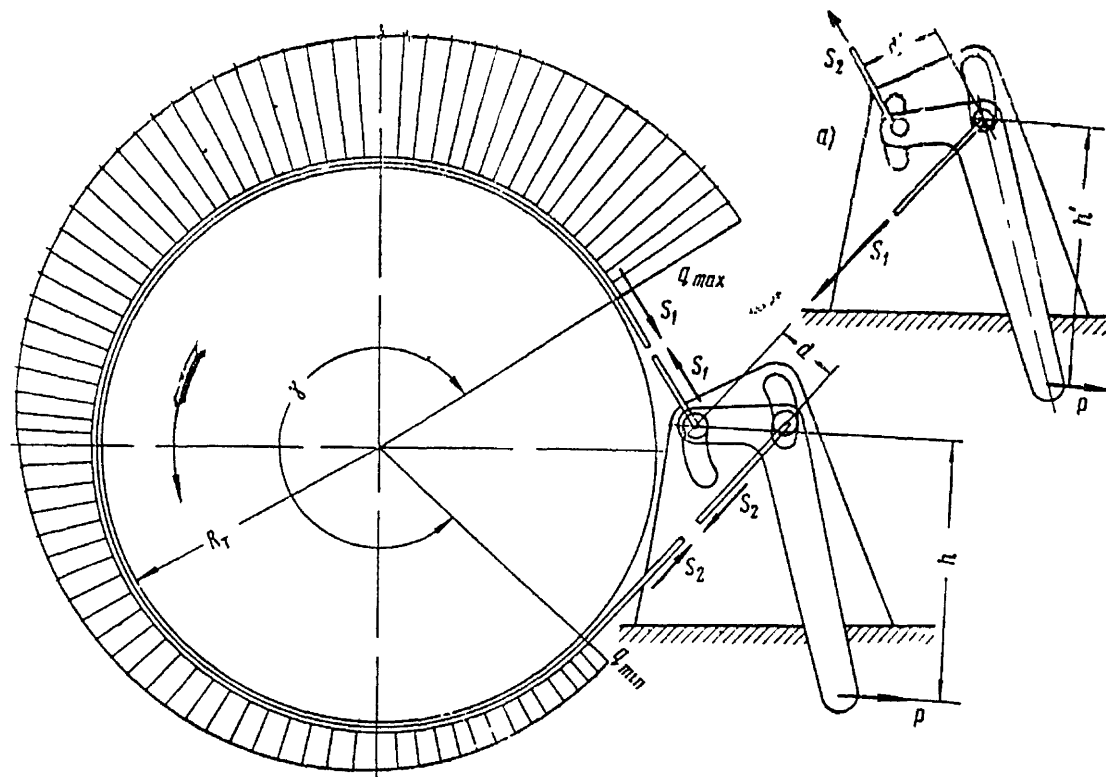
Тормозной момент, развиваемый тормозом при вращении тормозного барабана в любую сторону, равен

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} (e^{\gamma'} - 1); \text{ для нашего примера } M_T = PR_T \frac{h}{d} [4,63].$$

Для получения одинаковой эффективности действия тормоза при том и другом направлениях вращения барабана необходимо подобрать плечи тормозного рычага так, чтобы

$$\frac{h}{d} = \frac{h'}{d'}.$$

Большой тормозной момент как при одном, так и при другом возможном направлении вращения тормозного барабана обеспечил широкое применение плавающих тормозов в средних и тяжелых танках. Однако им свойственны те же недостатки, которые имелись и у предыдущих двух типов ленточных тормозов: неравномерность рас-

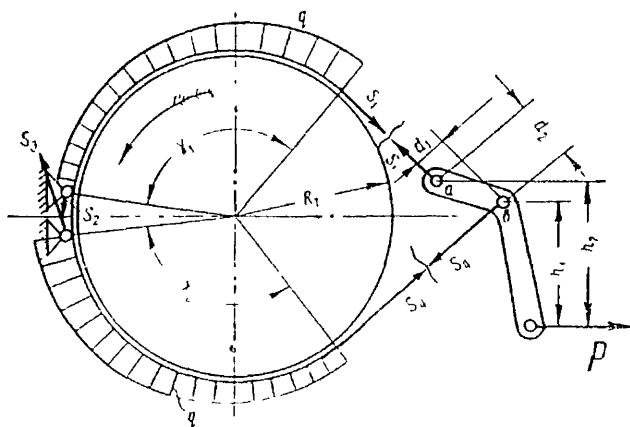


Фиг. 151. Схема плавающего (ленточного) гормоза

определения удельного давления и в связи с этим неравномерный износ тормозной ленты и наличие значительных радиальных усилий.

4. Двойной ленточный тормоз (фиг. 152)

Двойные ленточные тормоза обеспечивают примерно одинаковую эффективность действия в обе стороны, имеют более равномерный износ тормозных лент, нагружены меньшими радиальными усилиями и дают более плавное торможение. Недостатком этого типа тормоза является большое усилие, необходимое для затягивания тормозных лент, поэтому такие тормоза получили применение только в легких танках.



Фиг. 152. Схема двойного ленточного тормоза

Установим для них зависимость тормозного момента от конструктивных параметров и усилия на рычаге тормоза.

Из условия равновесия тормозных лент

$$M_T = [(S_1 - S_2) + (S_3 - S_4)] R_1.$$

На основании формулы (112) соотношения между усилиями на концах тормозных лент выразятся так:

$$S_1 = S_2 e^{\mu \gamma_1} \text{ и } S_3 = S_4 e^{\mu \gamma_2}.$$

Для равновесия тормозного рычага (фиг. 152) сумма моментов относительно точки b должна быть равна нулю, тогда

$$Ph_1 = S_1 d_1 \text{ или } S_1 = P \frac{h_1}{d_1}.$$

Сумма моментов сил относительно точки a даст

$$S_4 = P \frac{h_2}{d_2}.$$

В связи с этим выражение для тормозного момента двойного ленточного тормоза примет следующий вид:

$$M_T = PR_T \left[\frac{h_1}{d_1} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu \gamma_1}} \right) + \frac{h_2}{d_2} (e^{\mu \gamma_2} - 1) \right].$$

В частном случае, когда $h_1 = h_2 = h$ и $d_1 = d_2 = d$,

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} \left[\left(1 - \frac{1}{e^{\mu \gamma_1}} \right) + (e^{\mu \gamma_2} - 1) \right].$$

Для возможности сравнения с предыдущими типами тормозов примем $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma = \frac{330^\circ}{2}$, т. е. $e^{\mu \gamma} = 2,36$.

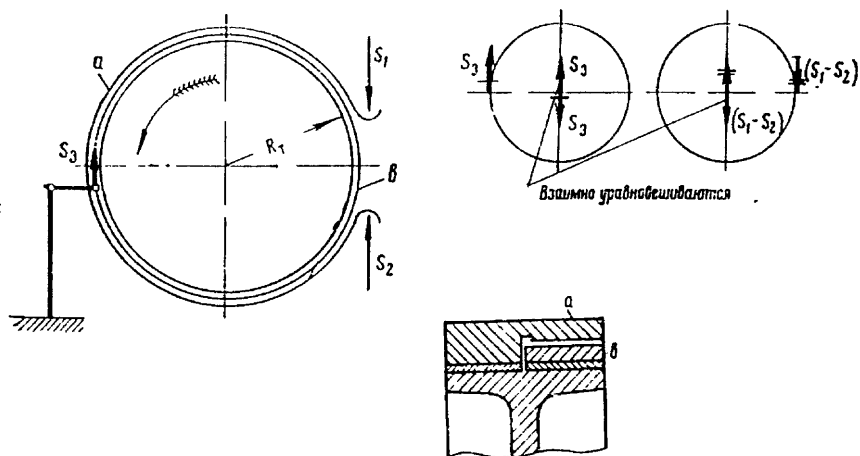
В этом случае получим

$$M_T = PR_T \frac{h}{d} [1,94],$$

т. е. двойной ленточный тормоз при одном и том же усилии на рычаге тормоза дает тормозной момент, меньший по сравнению с плавающими тормозами в 2,38 раза.

5. Двухленточный тормоз с охватом одной ленты другой

Как указывалось выше, этот тип тормоза разгружен от радиальных усилий. На фиг. 153 показана схема такого тормоза, примененного в планетарной коробке передач. Тормозной барабан опоясан



Фиг. 153. Схема двухленточного тормоза с охватом одной ленты другой

двумя лентами: внутренней и наружной. Внутренняя лента *б* имеет небольшое сечение и прикреплена через звено к дну картера коробки передач; наружная лента *а* — большего сечения и в два раза

шире внутренней. Наружная лента одной половиной своей ширины, имеющей обшивку, охватывает тормозной барабан, а другой половиной (без обшивки) облегают внутреннюю ленту. При затягивании наружной ленты затягивается также и внутренняя лента.

Для возможности сравнения этого типа ленточного тормоза с предыдущими выразим для тормозного момента напишем с учетом того, что ширина рабочей поверхности наружной ленты b и внутренней $b_2 = b - b_1$, где b_1 — ширина рабочей части тормозного барабана. В связи с этим тормозной момент, создаваемый на тормозном барабане, равен

$$M_T = \left[\frac{b_1}{b} (S_1 - S_2) + \frac{b_2}{b} S_3 \right] R_T.$$

По предыдущему при заданном направлении вращения $S_1 > S_2$, при этом $S_1 = S_2 e^{\mu \gamma_1}$. Полагая, что радиальная нагрузка на вал тормоза отсутствует, из суммы проекций на вертикальную ось всех сил, действующих на рассматриваемую систему, имеем

$$S_3 = S_1 - S_2, \quad \text{т. е. } S_3 = S_2 (e^{\mu \gamma_1} - 1).$$

Подставив значения сил S_1 и S_3 в выражение для тормозного момента получим

$$M_T = S_2 R_T \left[\frac{b_1}{b} (e^{\mu \gamma_1} - 1) + \frac{b_2}{b} (e^{\mu \gamma_1} - 1) \right].$$

Для возможности сравнения по тормозному эффекту этого типа тормоза с тормозами, рассмотренными выше, будем считать, что он имеет по конструкции одинаковый с ними привод управления. В действительности привод для них имеет несколько иную конструктивную схему.

При принятой схеме привода $S_2 = P \frac{h}{d}$, поэтому тормозной момент, развиваемый этим тормозом, можно выразить следующим образом:

$$M_T = P R_T \frac{h}{d} \left[\frac{b_1}{b} (e^{\mu \gamma_1} - 1) + \frac{b_2}{b} (e^{\mu \gamma_1} - 1) \right].$$

Приняв по предыдущему $\mu = 0,3$ и $\gamma_1 = 330^\circ$, получим при

$$b_1 = b_2 = \frac{b}{2}$$

$$M_T = P R_T \frac{h}{d} [4,63],$$

т. е. двухленточный тормоз с охватом одной ленты другой при одном и том же усилии на рычаге и одинаковых размерах даст такой же тормозной момент, что и плавающий тормоз.

Ленточный тормоз, показанный на фиг. 153, может работать только при одном направлении вращения тормозного барабана.

При изменении способа крепления концов лент тормоз сможет работать одинаково эффективно при любом направлении вращения барабана.

6. Поверочный расчет ленточных тормозов

После определения тормозных моментов различных типов ленточных тормозов по формуле (111) подсчитывается максимальное удельное давление ленты на тормозной барабан $q_{\max} = \frac{S_1}{bR_r}$ и

оно сравнивается с допустимыми величинами. Для наиболее нагруженных остановочных тормозов бортовых фрикционов при работе всухую допускают максимальное удельное давление до 8 кг/см^2 для лент с асбесто-медной обшивкой и до 12 кг/см^2 для лент с чугунными накладками. Для тормозов, работающих в масле, допускаются более значительные удельные давления, а именно, до 50 кг/см^2 . Для тормозов, работающих менее напряженно, например для остановочных тормозов двухступенчатого планетарного механизма поворота или планетарного механизма поворота с двойным подводом мощности, допускают удельные давления, большие в 1,5 раза вышеприведенных значений.

Работоспособность тормоза с учетом скорости скольжения оценивается величиной удельной мощности трения

$$A = \mu q v \left[\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}} \right],$$

где v — окружная скорость тормозного барабана в начале торможения, м/сек .

Удельную мощность трения при крутых поворотах танка на характерной для этих условий передаче для сухих тормозов с тормозными лентами, имеющими асбесто-медные обшивки, допускают до $15 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}}$, а при тормозных лентах, с чугунными

накладками до $50 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}}$. Для тормозов, работающих в масле,

допускают удельную мощность трения до $100 \frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}}$.

Для тормозов, работающих менее напряженно, удельная мощность трения может быть увеличена в 1,5 ÷ 2,0 раза.

Большое значение для тормозов имеет расчет на нагрев. Подробный расчет тормоза на нагрев является задачей, точное решение которой обычно осложняется трудностью учета законов распределения и отвода тепла.

Температура нагрева тормоза может быть определена упрощенно без учета отвода тепла во внешнюю среду. Считая, кроме того, температуру нагрева всех частей тормоза одинаковой, можно написать следующее равенство:

$$\frac{75N_{\tau}\tau}{427} = cG_{\tau}(t_2 - t_1),$$

где N_{τ} — мощность, расходуемая в тормоз при торможении, л. с.;

τ — время торможения, сек.;

c — удельная теплоемкость материала тормоза (для стали $c = 0,115 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$);

G_{τ} — вес деталей тормоза, подвергающихся нагреву, кг;

t_1 и t_2 — начальная и конечная температура деталей тормоза.

Отсюда приrost температуры барабана тормоза за время торможения определяется по формуле

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{75N_{\tau}\tau}{cG_{\tau} \cdot 427}.$$

Допускают для тормозов с асбесто-медной обшивкой Δt до 120°C , для тормозов с чугунными накладками Δt до 250°C .

Для тормозов, буксующих при повороте, мощность трения подсчитывается по известным из курса теории танков формулам для наиболее тяжелых условий поворота. Время буксования тормоза τ определяется из последней формулы с таким расчетом, чтобы температура нагрева не превосходила заданных величин. В дальнейшем подсчитанное таким образом время служит ограничением длительности поворота танка с пробуксовывающим тормозом.

Температура нагрева остановочных тормозов может подсчитываться для случая торможения танка с максимальной скорости v_m до остановки, когда вся кинетическая энергия танка $\frac{\delta G}{g} \frac{v_m^2}{2}$ (в двух остановочных тормозах машины) превращается в тепло. Тогда приrost температуры будет

$$\Delta t = \frac{\delta G v_m^2}{g 3,6^3 \cdot 4cG_{\tau} 427}.$$

Для тормозов планетарных коробок передач работа буксования L при трогании танка с места или переключении передач подсчитывается по формулам, подобным формуле работы буксования главного фрикциона, в связи с чем температура нагрева тормоза определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{L}{cG_{\tau} 427}.$$

§ 3. ОБЗОР КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ И РАСЧЕТНЫЕ МОМЕНТЫ КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ С ВНУТРЕННИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ КОЛОДОК

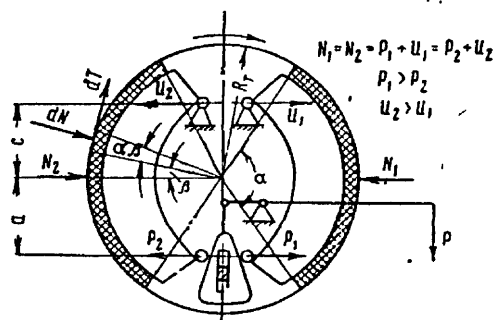
Колодочные тормоза с внутренним расположением колодок широко применяются в автомобилях и встречаются на некоторых танках (МК-IV, «Центурион»). Достоинствами колодочных тормозов являются более благоприятные условия для отвода тепла от наружной поверхности тормозного барабана. Жёсткий тормозной элемент — колодка обеспечивает более равномерное распределение удельных давлений и поэтому меньший износ. Некоторые типы колодочных тормозов не создают радиальной нагрузки на вал тормозного барабана. Ограниченное применение колодочных тормозов в танках диктуется в первую очередь габаритными соображениями: внутренний объем барабана такого тормоза занят деталями самого тормоза и использовать его для размещения фрикциона или планетарного ряда не удастся. Кроме того, колодочные тормоза по сравнению с ленточными обладают меньшей степенью серводействия и поэтому для затяжки требуют больших усилий.

1. Простой колодочный тормоз без серводействия (фиг. 154)

Особенность этого тормоза заключается в том, что благодаря направленной в затягивающем клине усилия с одной колодки на другую не передаются.

Перемещение клина вызывает поворот обеих тормозных колодок на одинаковый угол, вследствие чего колодки работают в одинаковых условиях, создавая примерно равные тормозные моменты M_{T_1} и M_{T_2} :

$$M_{T_1} = M_{T_2} = \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} R r dT.$$



Фиг. 154. Простой колодочный тормоз без серводействия

Элементарная сила трения на поверхностях трения равна

$$dT = \mu dN = \mu q R r b d\beta.$$

Считая приближенно удельное давление постоянным, не зависящим от угла β , определим тормозной момент интегрированием

$$M_{\tau} = M_{\tau 1} + M_{\tau 2} = 2\mu q R_1^2 b \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} d\beta = 2\mu q R_1^2 b \alpha,$$

откуда удельное давление на поверхности трения одной и другой колодки равно

$$q = -\frac{M_{\tau}}{2\mu R_1^2 b \alpha}.$$

Из условия равновесия колодок определим усилия P_1 и P_2 , которые нужно приложить к колодкам для включения тормоза.

Из условий равновесия колодок следует:

$$P_1 + U_1 - \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} dN \cos \beta = 0;$$

$$P_2 + U_2 - \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} dN \cos \beta = 0;$$

$$-P_1 a + U_1 c + M_{\tau 1} = 0; \quad P_2 a - U_2 c + M_{\tau 2} = 0.$$

Сравнивая два первых уравнения, найдем

$$P_1 + U_1 = P_2 + U_2,$$

что означает отсутствие радиальной нагрузки на вал тормозного барабана.

Совместное решение всех четырех уравнений позволяет определить силы P_1 и P_2 :

$$P_1 = \frac{q R_1 b \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} + \mu R_1 \alpha \right)}{a + c};$$

$$P_2 = \frac{q R_1 b \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} - \mu R_1 \alpha \right)}{a + c}.$$

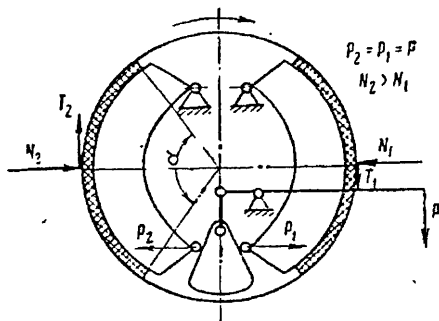
Величина, пропорциональная усилию затяжки тормоза, будет

$$P_1 + P_2 = \frac{2 M_{\tau} c \sin \frac{\alpha}{2}}{\mu R_1 \alpha (a + c)}.$$

При обратном направлении вращения барабана усилия P_1 и P_2 поменяются местами, но эффективность действия тормоза останется неизменной.

2. Колодочный тормоз с частичным серводействием одной колодки (фиг. 155)

Принципиальная схема отличается способом передачи усилия затяжки на колодки. При указанном на фиг. 155 направлении вращения правая колодка будет находиться под воздействием таких же усилий, как колодки простого тормоза, а на левую колодку передается дополнительное усилие со стороны правой колодки. Таким образом, $N_2 > N_1$ и $T_2 > T_1$, т. е. тормоз не разгружен от радиальных усилий и колодки работают в неодинаковых условиях. Для затяжки этого тормоза требуется меньшее усилие, чем для тормоза предыдущего типа; эффективность действия в обе стороны одинакова



Фиг. 155. Колодочный тормоз с частичным односторонним серводействием

В этом тормозе имеет место условие $P_1 = P_2 = P$.

На основании выше сказанного имеем

$$P_1 = \frac{q_1 R_t b \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} + \mu R_t \alpha \right)}{a + c}$$

$$P_2 = \frac{q_2 R_t b \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} - \mu R_t \alpha \right)}{a + c},$$

$$q_1 = \frac{P(a + c)}{2R_t b c \sin \frac{\alpha}{2} + \mu b R_t^2 \alpha}$$

$$q_2 = \frac{P(a + c)}{2R_t b c \sin \frac{\alpha}{2} - \mu b R_t^2 \alpha}.$$

Как видим из двух последних выражений, удельные давления на колодках разные, это обуславливает неодинаковый износ колодок.

Момент трения тормоза равен

$$M_r = \mu R_T^2 b \alpha (q_1 + q_2),$$

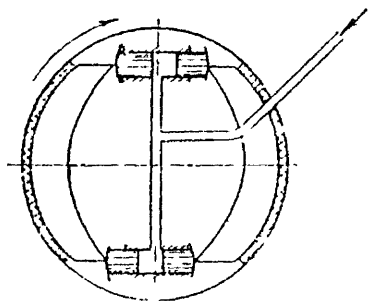
что после подстановки значений q_1 и q_2 позволит определить величину, пропорциональную усилию затяжки тормоза

$$2P = \frac{M_r \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{\mu^2 R_T^2 \alpha^2}{2c \sin \frac{\alpha}{2}} \right)}{\mu R_T (a + c) \alpha}.$$

Как видно из последнего выражения для затяжки этого тормоза потребуется меньшее усилие, чем для затяжки предыдущего.

3. Колодочный тормоз с частичным серводействием обеих колодок (фиг. 156)

Колодочный тормоз с частичным серводействием характерен наличием двустороннего (гидравлического) привода, который обеспечивает передачу усилия как с правой колодки на левую (через нижний привод), так и с левой на правую (через верхний привод). В этом тормозе обе колодки находятся под воздействием таких же усилий, как левая колодка предыдущего тормоза, т. е. этот тормоз обладает серводействием обеих колодок, поэтому усилие для затяжки меньше, чем в предыдущих двух случаях. Эффективность действия при обоих возможных направлениях вращения тормозного барабана одинакова.



Фиг. 156. Колодочный тормоз с частичным двусторонним серводействием

По аналогии с предыдущим имеем

$$P_1 = \frac{q R_T b \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} + \mu R_T \alpha \right)}{a + c},$$

$$P_2 = \frac{q R_T b \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} - \mu R_T \alpha \right)}{a + c}.$$

$$q = \frac{M_T}{2\mu R_T^2 b \alpha}.$$

Как видно из приведенных формул, колодки находятся в одинаковых условиях работы и тормоз разгружен от радиальных усилий.

Величина, пропорциональная усилию затяжки, равна

$$2P_2 = - \frac{M_T \left(2c \sin \frac{\alpha}{2} - \mu R_T \alpha \right)}{\mu R_T \alpha (a + c)}.$$

Для сравнения рассмотренных трех типов тормозов по усилию, необходимому для затяжки, примем: $a = c = 0,8R_T$; $\mu = 0,3$; $\alpha = 150^\circ$.

Тогда:

в простом тормозе без серводействия $P_1 + P_2 = 1,28 \frac{M_T}{R_T}$,

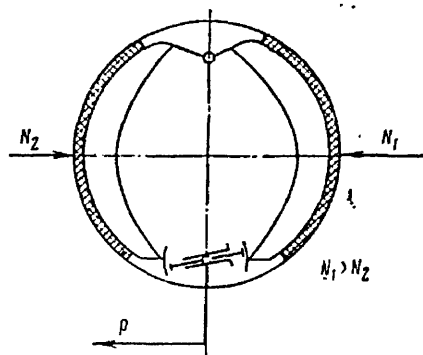
с серводействием одной колодки $2P = 0,975 \frac{M_T}{R_T}$,

с серводействием обеих колодок $2P_2 = 0,65 \frac{M_T}{R_T}$.

4. Колодочный тормоз с полным серводействием (фиг. 157)

Отличительная особенность этого типа тормоза — отсутствие закрепления у колодок. В этом тормозе при вращении барабана по часовой стрелке левая колодка находится под воздействием таких же усилий, как любая из колодок предыдущего типа тормоза, а на правую колодку передается дополнительное усилие со стороны левой колодки.

Таким образом, $N_1 > N_2$ и $T_1 > T_2$, т. е. тормоз не разгружен и колодки работают в различных условиях. Усилие для затяжки колодок в этом тормозе самое минимальное. Колодочный тормоз этого типа обладает одинаковым действием при обоих возможных направлениях вращения тормозного барабана.

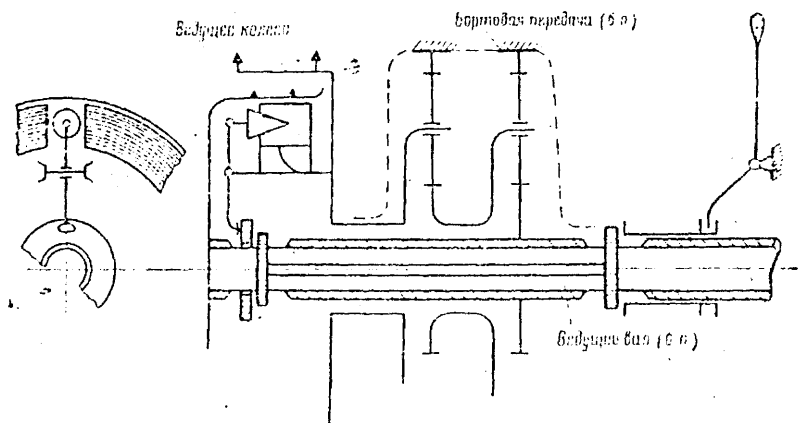


Фиг. 157. Колодочный тормоз с полным серводействием

5. Блокировочный колодочный тормоз (фиг. 158)

В рассмотренных выше тормозах колодки имели внешнюю опору для восприятия тормозного момента. На фиг. 158 показан тормоз

без внешней опоры тормозного элемента, примененный в качестве остановочного тормоза. Тормозной барабан его кинематически соединен с ведущими частями бортовой передачи, а колодки — с ведомыми частями бортовой передачи. При включении тормоза происходит заклинение бортовой передачи, т. е. торможение ведущего колеса гусеничного движителя. Плавность включения подобного тормоза



Фиг. 158. Блокировочный колодочный тормоз

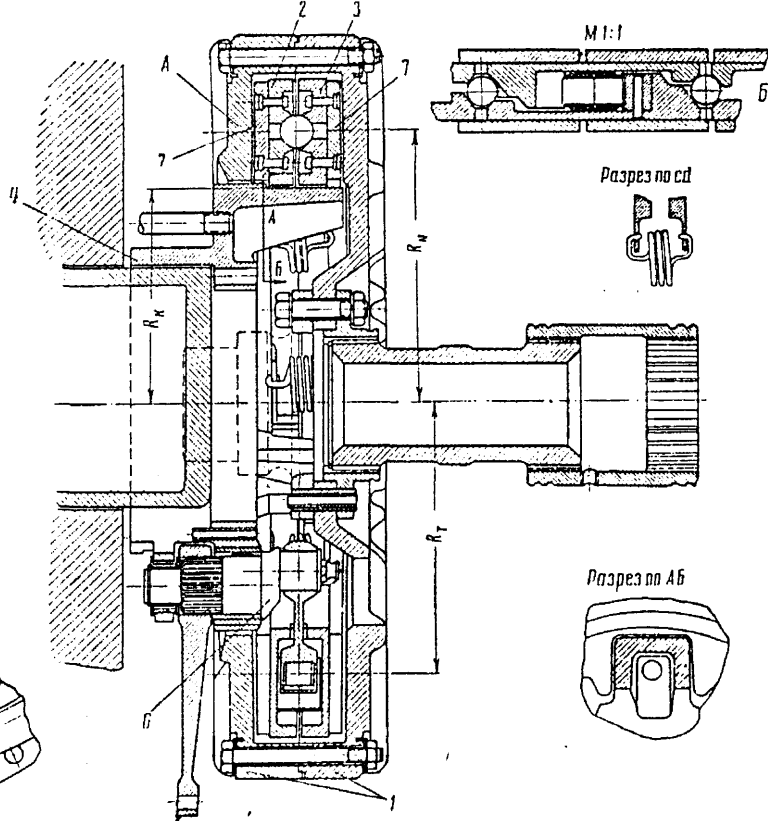
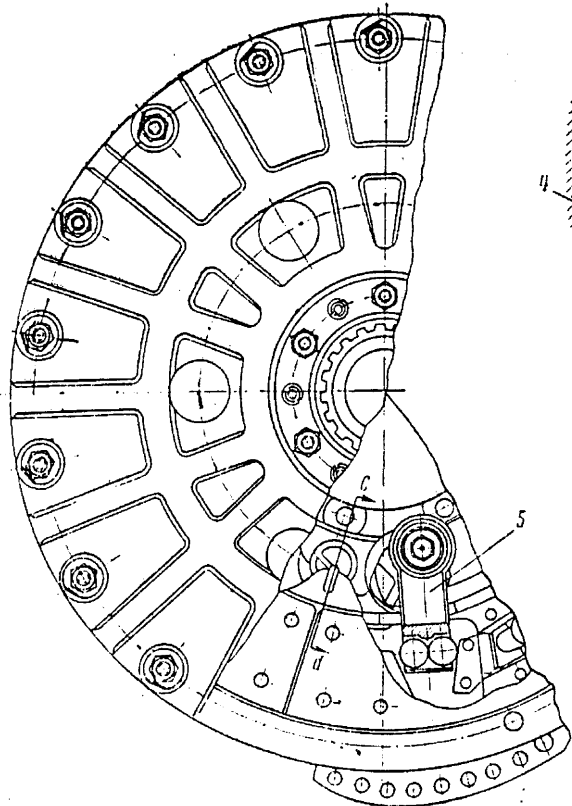
при постоянном тормозном моменте зависит от передаточного числа механизма, части которого он блокирует, с увеличением передаточного числа механизма плавность торможения уменьшается. Возможность изменения конструктором плавности торможения является достоинством этого типа тормоза.

§ 4. ОБЗОР КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ И РАСЧЕТНЫЕ МОМЕНТЫ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ

1. Двухдисковый тормоз (фиг. 159 и 160)

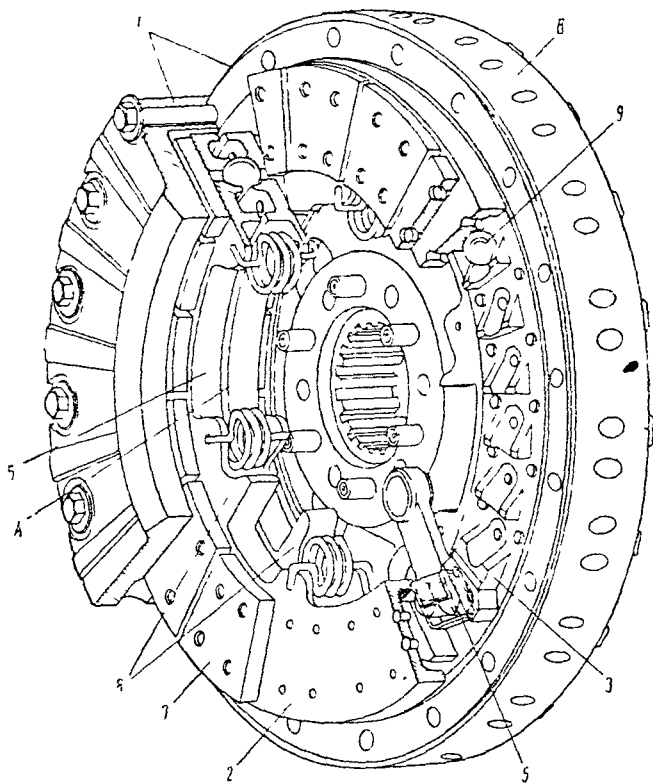
Двухдисковые тормоза применялись в качестве остановочных на тяжелых немецких танках Т-V и Т-VI. Основными частями тормоза (см. фиг. 159 и 160) являются: тормозной барабан 1, жестко укрепленный на тормозном валу, два тормозных диска 2 и 3, установленные на неподвижном кронштейне 4 и клинчатый привод 5, связанный посредством кривошипа 6 и рычага с тягой привода управления. Тормозные диски с наружной стороны имеют чутунные накладки 7 для увеличения трения о внутренние торцовые плоскости тормозного барабана. От проворачивания тормозные диски удерживаются выступами 8, охватывающими выступы неподвижного кронштейна. В лунках с наклонными поверхностями находятся шарики 9, расширяющие диски при включении тормоза.

При торможении диски проворачиваются на некоторый угол относительно друг друга вследствие воздействия клинчатого привода



Фиг. 159. Конструкция двухдискового тормоза танка Т-V

и расходятся в осевом направлении за счет выкатывания шариков на наклонные поверхности. Это вызывает их соприкосновение с плоскостями трения тормозного барабана. Сила трения увлекает диски вслед за барабаном, но один из дисков упирается своим выступом в выступ кронштейна, а проворачиванию второго диска препятствуют

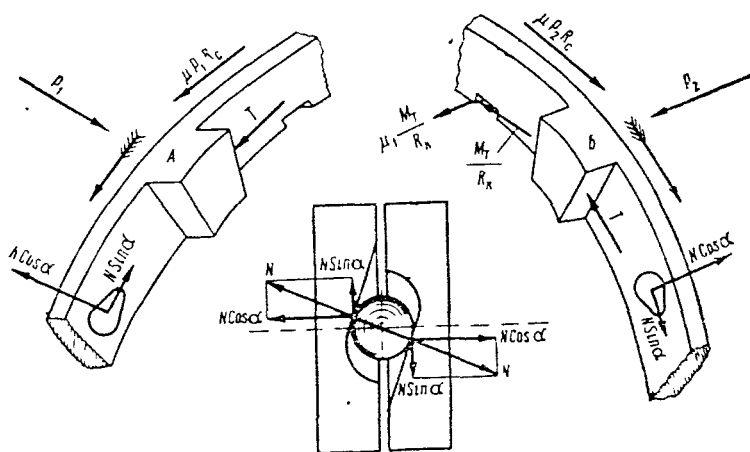


Фиг. 160. Двухдисковый тормоз танка Т-V

шарики, упирающиеся в наклонные поверхности лунок. Происходящее при этом распирающее действие дисков значительно увеличивает тормозной момент, создавая одинаковый эффект серводействия при двух возможных направлениях вращения тормозного барабана. Так, например, при вращении барабана по часовой стрелке (см. фиг. 160) дальний диск 3 упрется своим выступом 8 в выступ кронштейна, а проворачиванию ближнего диска 2 будут препятствовать шарики, упирающиеся в наклонные поверхности лунок. При обратном вращении барабана ближний диск 2 будет упираться своим выступом в выступ неподвижного кронштейна, а дальний диск 3 будет удерживаться от проворачивания шариками; причем эффективность работы

тормоза останется прежней. На фиг. 161 для случая вращения барабана по часовой стрелке показаны силы, действующие на тормозные диски при затяжке тормоза, а на фиг. 159 — основные его размеры:

- T — усилие, необходимое для проворачивания дисков, действующее со стороны клинового привода;
 P_1 и P_2 — нормальные давления на диски трения со стороны тормозного барабана;
 μP_1 и μP_2 — силы трения, приложенные к среднему радиусу диска трения R_c ;
 N — реакция со стороны шариков;
 $\frac{M_r}{R_k}$ — реакция на правый диск трения со стороны кронштейна;
 $\mu_1 \frac{M_r}{R_k}$ — сила трения между выступами диска и кронштейна.



Фиг. 161. Силы, действующие на диски тормоза

Определим силы, действующие в тормозе, и тормозной момент, который им может быть создан.

Из суммы моментов сил, действующих на левый диск трения, имеем

$$TR_r + \mu P_1 R_c - N \sin \alpha R_N = 0.$$

Далее, из суммы проекций сил, действующих на этот же левый диск, на горизонтальную ось имеем

$$P_1 - N \cos \alpha = 0,$$

откуда

$$N = \frac{P_1}{\cos \alpha}.$$

Имея в виду, что $R_A \cong R_c$, из написанных уравнений найдем

$$T = P_1 \frac{R_c}{R_r} (\operatorname{tg} \alpha - \mu). \quad (a)$$

Составив сумму проекций сил, действующих на правый диск трения, получим

$$P_2 - N \cos \alpha + \frac{\mu_1 M_r}{R_k} = 0.$$

Заменяя N значением $\frac{P_1}{\cos \alpha}$, будем иметь

$$P_1 - P_2 = \frac{\mu_1 M_r}{R_k}.$$

где $P_1 - P_2$ — избыточное осевое давление, действующее на левую стенку барабана тормоза, оно воспринимается валом, на котором укреплен барабан.

Как видно из формулы, это усилие тем меньше, чем меньше коэффициент трения и чем больше средний радиус кронштейна R_k .

Тормозной момент дискового тормоза определяется выражением

$$M_r = \mu P_1 R_c + \mu P_2 R_c.$$

Решая совместно два последних уравнения относительно P_1 и P_2 , получим:

$$P_1 = \frac{M_r}{2\mu R_c} \left(1 + \mu_1 \frac{R_c}{R_k} \right)$$

и

$$P_2 = \frac{M_r}{2\mu R_c} \left(1 - \mu_1 \frac{R_c}{R_k} \right).$$

Подставив значение P_1 в уравнение (a), получим

$$T = \frac{M_r}{2\mu R_r} \left(1 + \mu_1 \frac{R_c}{R_k} \right) (\operatorname{tg} \alpha - \mu). \quad (115)$$

Это уравнение показывает, что тормоз обладает серводействием, эффект которого зависит от угла α и коэффициента трения μ . Если $(\operatorname{tg} \alpha - \mu) \leq 0$, то будет происходить самоторможение, т. е. заклинение дисков трения. Следовательно, чтобы избежать заклинения должен быть $\operatorname{tg} \alpha > \mu$. В существующих конструкциях $\alpha = 35^\circ \div 40^\circ$, поэтому самоторможение полностью исключается.

Удельные давления:

— на левом диске

$$q_1 = \frac{P_1}{2\pi R_c b} = \frac{M_T}{4\pi \mu_1 b R_c^2} \left(1 + \mu_1 \frac{R_c}{R_k} \right),$$

— на правом диске

$$q_2 = \frac{P_2}{2\pi R_c b} = \frac{M_T}{4\pi \mu_1 b R_c^2} \left(1 - \mu_1 \frac{R_c}{R_k} \right).$$

(116)

Таким образом, удельные давления на дисках трения не одинаковы, причем разница между удельными давлениями будет тем меньше, чем меньше величина $\mu_1 \frac{R_c}{R_k}$. Допустимые значения

удельного давления и расчетные значения коэффициента трения такие же, как и для дисков трения фрикционов.

2. Многодисковые тормоза

Многодисковые тормоза применяются в качестве остановочных и тормозов поворота в современных американских танках. По устройству они отличаются от фрикционов лишь тем, что один из барабанов, чаще наружный, крепится неподвижно к картеру механизма, а второй барабан закрепляется на тормозном валу. Расчет многодисковых тормозов производится по формулам для фрикционов (см. главу 7), допустимые давления берутся в тех же пределах, как и для дисков фрикционов.

БОРТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Бортовые передачи — механические редукторы с постоянным передаточным числом, устанавливаемые по бортам машины непосредственно перед ведущими колесами гусеничного движителя.

Назначение бортовых передач — постоянное увеличение крутящего момента, подводимого от коробки передач к ведущим колесам, и соответственно — уменьшение скорости вращения последних.

Необходимость применения бортовых передач вытекает из того, что осуществление большого передаточного числа всей трансмиссии только в одной коробке передач привело бы к значительному увеличению ее габаритов. Кроме того, увеличились бы и размеры механизма поворота, нагруженного в этом случае большим крутящим моментом, а управление поворотом танка потребовало бы от водителя значительных усилий.

В современных танках передаточные числа бортовых передач лежат в следующих пределах: в легких танках от 4 до 6, в средних и тяжелых танках от 5 до 15, а у одного тяжелого танка даже было равным 21.

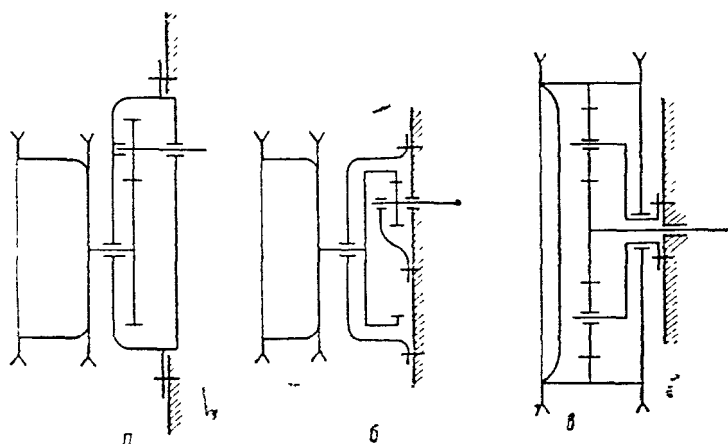
§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ БОРТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Бортовые передачи классифицируются по числу рядов шестерен, по взаимному расположению осей ведущего и ведомого валов и по наличию или отсутствию планетарного ряда шестерен.

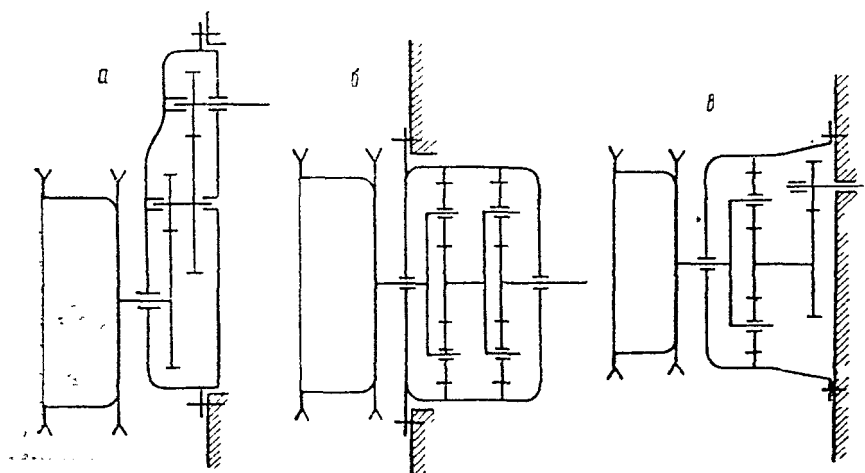
Однорядные бортовые передачи с внешним зацеплением (фиг. 162, а) могут быть применены при передаточных числах не свыше 6,5. Увеличение передаточного числа по сравнению с указанной величиной вызывает затруднения в обеспечении работоспособности и долговечности бортовой передачи. С другой стороны, применение двухрядной бортовой передачи может быть оправдано только при передаточном числе не менее 8.

Однорядные бортовые передачи с внутренним зацеплением (фиг. 162, б) целесообразно применять при малом межцентровом расстоянии; они более компактны, но вызывают при проектировании затруднения в части крепления вала её ведущей шестерни.

Соосные бортовые передачи с неподвижными осями (фиг. 162, в) компактны, имеют небольшие габариты и удобны для размещения в ведущем колесе.



Фиг. 162. Схемы однорядных бортовых передач



Фиг. 163. Схемы двухрядных бортовых передач

Двухрядные несоосные бортовые передачи с внешним зацеплением (фиг. 163, а) имеют чрезмерно большие габариты, ввиду чего второй ряд шестерен трудно сделать вполне работоспособным.

Двухрядные планетарные бортовые передачи (фиг. 163, б) при малых габаритах позволяют получить большое передаточное число. В этом заключается их основное преимущество. Однако применение соосных передач как однорядных, так и двухрядных возможно только при совпадении геометрической оси ведущего колеса с осью ведомого вала механизма поворота, что затрудняет компоновку моторно-трансмиссионного отделения и ходовой части.

Комбинированная бортовая передача (фиг. 163, в) не имеет этого недостатка. Комбинированная бортовая передача впервые была применена и широко применяется в настоящее время на отечественных тяжелых танках. Она зарекомендовала себя с лучшей стороны, ибо наиболее нагруженный второй ряд выполняется в виде планетарной эпициклической передачи с несколькими сателлитами. Комбинированная бортовая передача удобна при компоновке танка, так как благодаря ее несоосности конструктор может наиболее удобно и легко разместить ведущее колесо гусеничного движителя. Отечественная комбинированная бортовая передача являлась предметом подражания для зарубежных конструкторов.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К БОРТОВЫМ ПЕРЕДАЧАМ

1. Высокая износоустойчивость шестерен и подшипников.

Это требование обеспечивается: выбором соответствующих размеров и высококачественных материалов шестерен, их тщательной термической и механической обработкой, точностью монтажа бортовой передачи, правильным подбором подшипников и смазки.

2. Неуязвимость от огня противника.

Для выполнения этого требования желательно размещать бортовую передачу внутри корпуса танка. Если это не удастся, необходимо защищать её специальной броней или усиленным картером, выполненным из броневой стали. В большей степени (по сравнению с размещением в носовой части танка) это требование выполняется при размещении бортовой передачи в корме танка.

3. Обеспеченность смазкой всех трущихся частей и надежность уплотнений. Уплотняющие устройства не должны допускать даже незначительного подтекания смазки из бортовой передачи и обязаны предохранять её от проникновения снаружи пыли, грязи и воды. Для повышения надежности работы уплотнений бортовой передачи картер должен иметь вентиляционное отверстие, обеспечивающее давление внутри нее, равное атмосферному. Пробка вентиляционного отверстия обычно снабжается фильтром в виде проволочной набивки (см. вид А фиг. 165).

4. Нормальный температурный режим при длительной работе.

Температура нагрева бортовой передачи зависит от величины объема масляной ванны бортовой передачи и условий отвода тепла от неё. Применение ребер на внешней поверхности картера и обдув

способствуют отводу тепла от бортовой передачи. Во избежание образования застойных зон целесообразно направлять рёбра вдоль предполагаемого воздушного потока.

5. Малые габариты и вес.

Наибольшее значение имеет требование малой габаритности. Принято оценивать выполнение этого требования величиной объема бортовой передачи, отнесенного к мощности двигателя или весу танка с учетом передаточного числа бортовой передачи.

Удельные объемы бортовых передач зависят от её типа и от конструктивного выполнения, поэтому в табл. 20 даны удельные объемы, свойственные наилучшим конструктивным образцам основных типов бортовых передач.

Т а б л и ц а 20

Типы бортовых передач	$\frac{V}{N_{e \max} i_{б.п}}$	$\frac{см^3}{л. с.}$	$\frac{V}{G i_{б.п}}$	$\frac{см^3}{т}$
Двухрядная планетарная	13—18		180—250	
Комбинированная	20—25		280—350	
Однорядная с неподвижными осями . .	58		615	
Однорядная соосная	28		350	

Примечание. V — объем бортовой передачи, $см^3$;

$N_{e \max}$ — мощность двигателя, л. с.;

G — вес танка, т;

$i_{б.п}$ — передаточное число бортовой передачи.

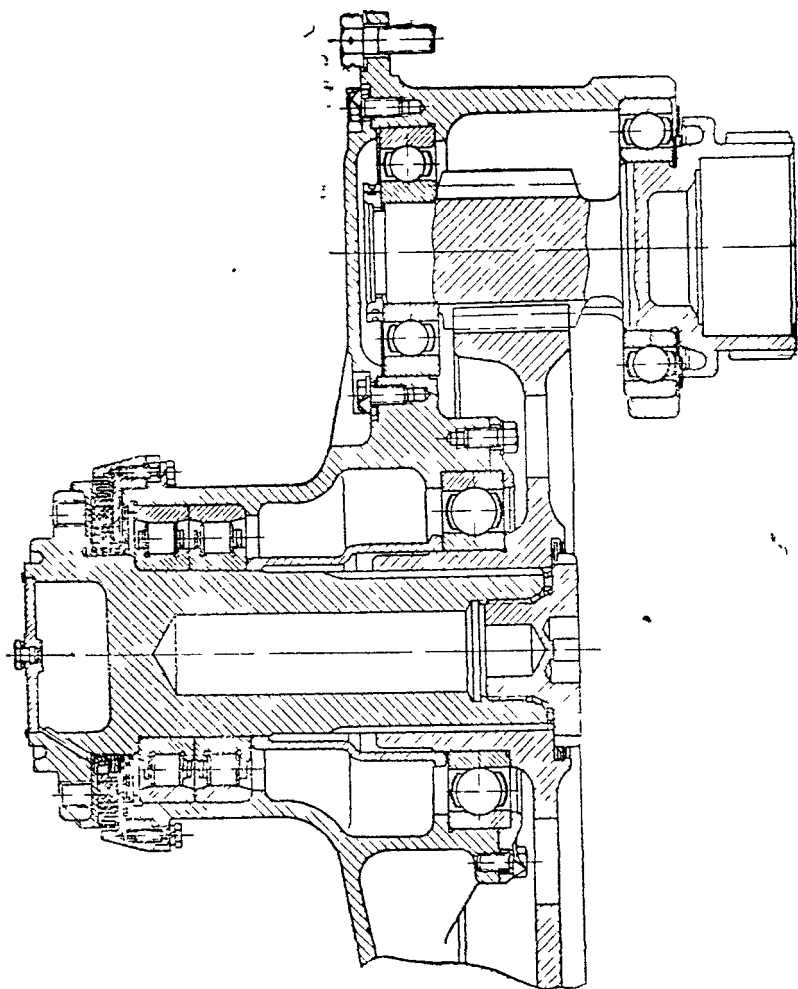
Размещать бортовые передачи нужно так, чтобы они занимали как можно меньший внутренний объем корпуса, необходимый для размещения других агрегатов танка.

§ 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ПРИМЕРЫ БОРТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

На фиг. 164 показана конструкция однорядной несоосной бортовой передачи с внешним зацеплением. Характерной особенностью этой конструкции является размещение опор её валов только в крышке картера бортовой передачи. Ведущая шестерня бортовой передачи выполнена как одно целое со своим валом, укрепленным на двух шариковых подшипниках. Один из шариковых подшипников (наружный) не только воспринимает радиальную нагрузку, но и удерживает вал от осевых смещений.

Ведомая шестерня выполнена отдельно от своего вала и укреплена на нем посредством шлиц. Ведомая шестерня вместе со своим валом укреплена на двух опорах, из которых одна состоит из двух цилиндрических роликовых подшипников, вторая из одного шарикового подшипника, посаженного на ступицу ведомой шестерни. Ша-

риковый подшипник, кроме радиальной нагрузки, воспринимает также случайную осевую нагрузку, передающуюся главным образом от ведущего колеса гусеничного движителя. Выход ведомого вала уплотнен двумя самоподжимными резиновыми сальниками, фетровыми кольцами и лабиринтом



Фиг. 161. Однорядная несоосная бортовая передача с внешним зацеплением

Центрирование крышки бортовой передачи по картеру (на фиг. 164 не показан) осуществляется внешней частью горловины ведущего вала

На фиг. 165 показана еще одна однорядная несоосная бортовая передача, отличающаяся от первой конструкцией картера, размещением и конструкцией опор валов. Ведущий вал укреплен на двух подшипниках цилиндрическом роликовом и сферическом роликовом. От осевого смещения ведущий вал удерживается сферическим роликовым подшипником

Ведомая шестерня вместе со своим валом укреплена на двух опорах одна опора состоит из двух цилиндрических роликовых подшипников, а вторая — из двух шариковых подшипников, посаженных на ступицу ведомой шестерни. Ведомая шестерня, как и в предыдущем случае, укреплена на шлицевом конце вала. От осевого смещения ведомая шестерня со своим валом удерживается опорой, состоящей из двух шариковых подшипников. Для облегчения ведомый вал сделан пустотелым. Внутреннее осевое и радиальные сверления необходимы одновременно также для пропуска смазки при заправке бортовой передачи

Выход ведомого вала из картера уплотнен маслоотражательной шайбой, самоподжимными сальниками, фетровым кольцом и лабиринтом.

Эта бортовая передача имеет большое передаточное число (свыше 6,5), поэтому для обеспечения достаточной работоспособности и износостойчивости зубьев шестерен потребовались специальные технологические мероприятия

На фиг. 166 показана конструкция комбинированной передачи тяжелого танка. Первый ряд, передающий меньший крутящий момент, состоит из двух цилиндрических шестерен с внешним зацеплением, второй ряд — планетарный

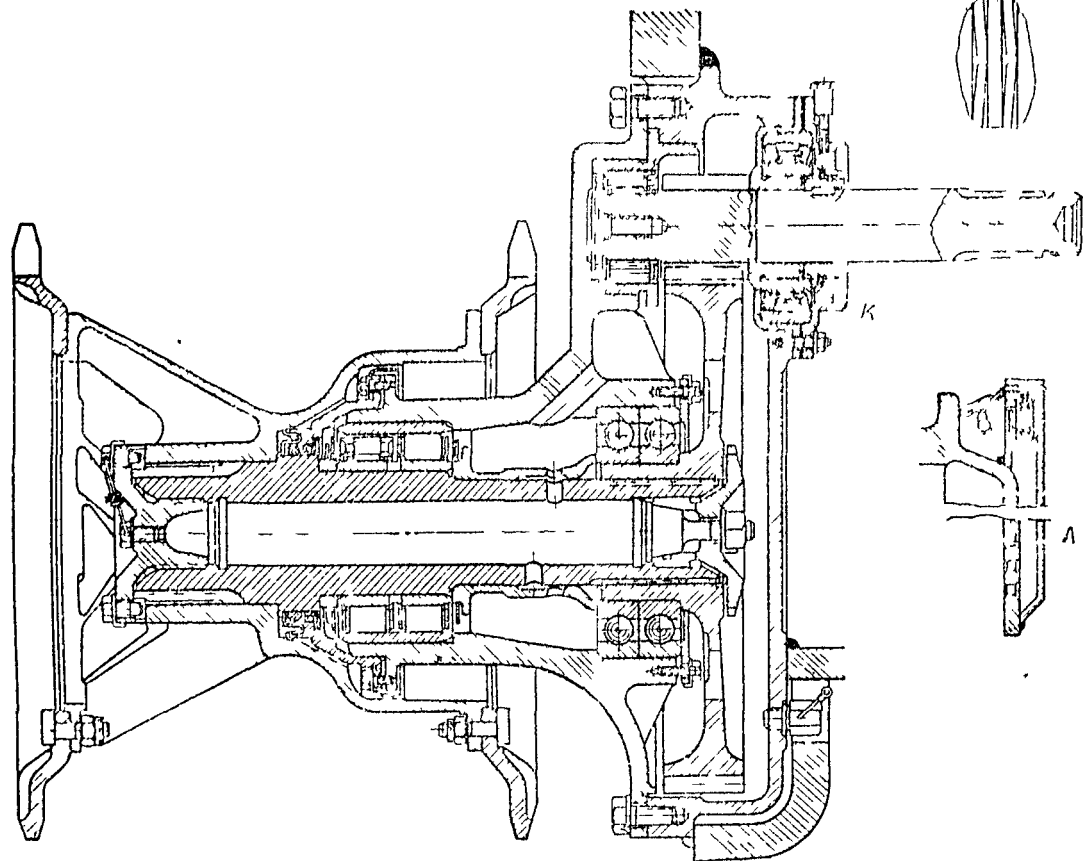
Ведущая и ведомая шестерни первого ряда выполнены отдельно от своих валов и укреплены на их шлицевых частях. Валы ведущей и ведомой шестерен укреплены на сферических роликовых подшипниках.

Солнечная шестерня второго ряда сделана, как одно целое с валом ведомой шестерни первого ряда, так как её размеры по диаметру незначительно отличаются от диаметра вала. Зубчатый венец с внутренними зубьями второго ряда запрессован в картер бортовой передачи и укреплен дополнительно шпильками или приваркой.

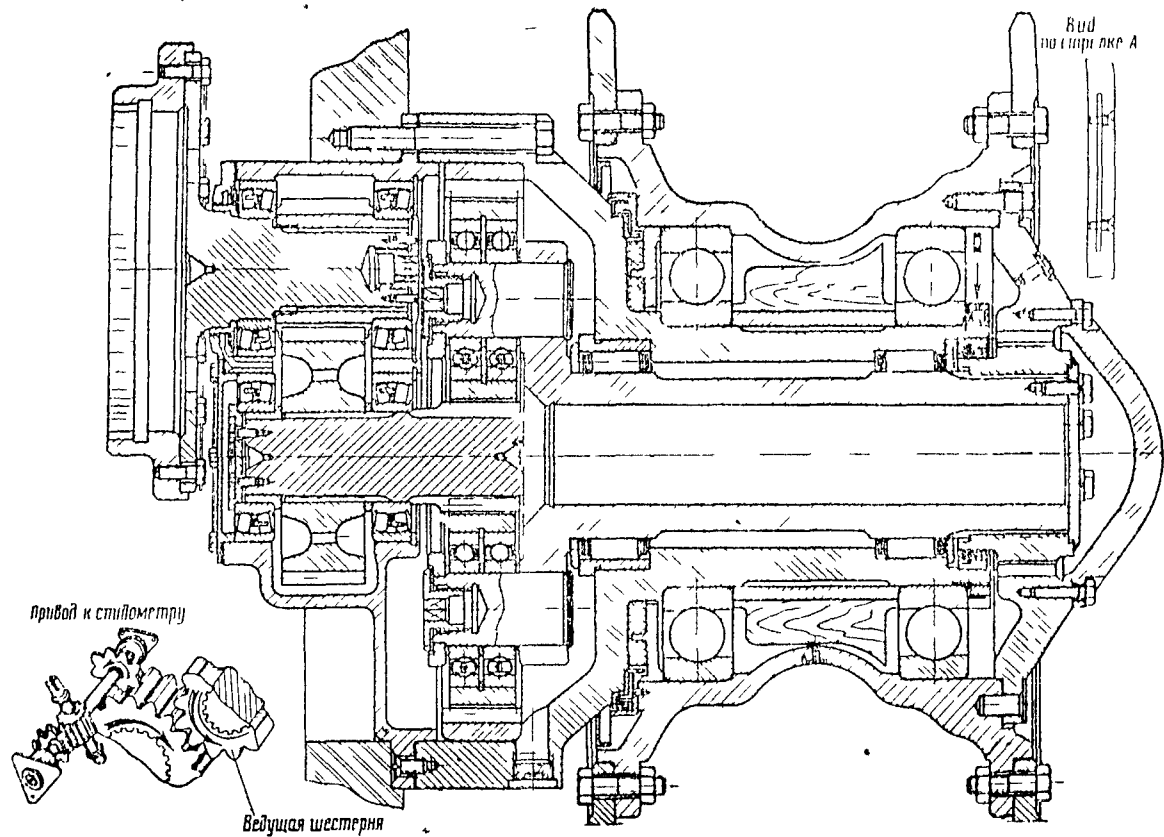
Изготовление зубчатого венца отдельно от картера бортовой передачи вызвано необходимостью применить сталь, отличающуюся иными качествами от стали, примененной для отливки картера.

Водило укреплено на двух цилиндрических роликовых подшипниках, размещенных в крышке бортовой передачи. Конструкция его подшипников различна. Внутренний подшипник имеет внешнюю обойму, наружный таковой не имеет, ролики размещены непосредственно в выточке крышки бортовой передачи.

Рид опітрелж К

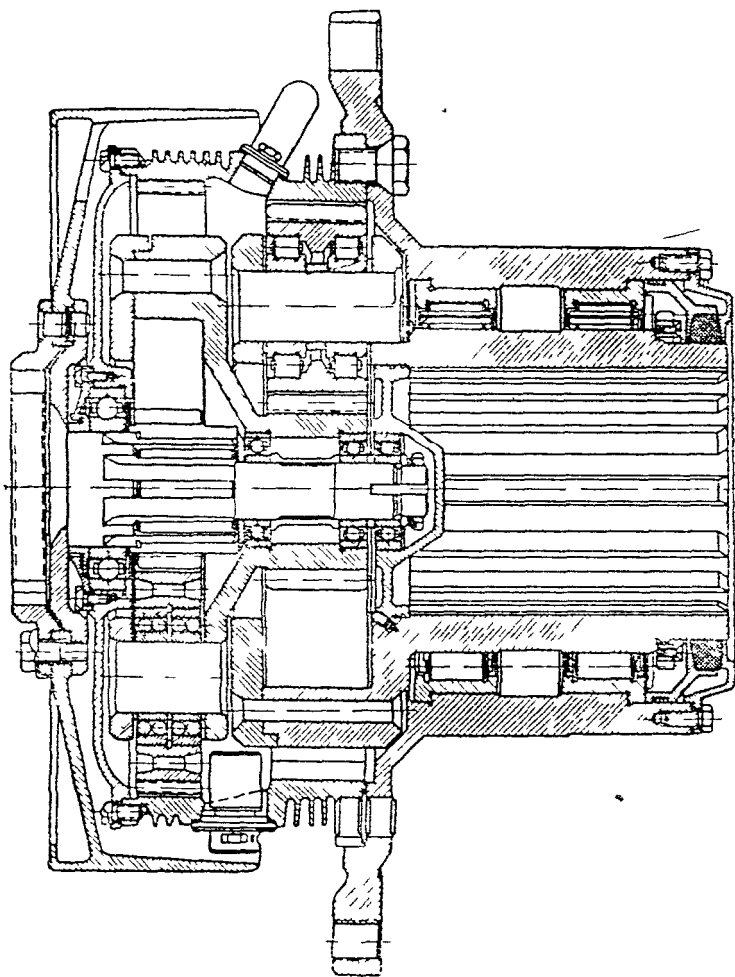


Фиг. 165 Одно-
рядная несоосная
бортовая пере-
дача с внешним
зацеплением



Фиг. 166. Двухрядная комбинированная бортовая передача тяжелого танка

На фиг 167 показана двухрядная планетарная (соосная) бортовая передача. Она отличается компактностью и большим передаточным числом.



Фиг. 167. Конструкция двухрядной планетарной бортовой передачи

§ 4. РАСЧЕТ БОРТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет деталей бортовой передачи на прочность и износоустойчивость производится тем же методом, что и расчет соответствующих деталей коробок передач (см главу 8). Существенное отличие заключается в определении расчетной нагрузки.

Расчет на прочность деталей бортовой передачи нужно осуществлять по максимальному крутящему моменту, который может действовать на валы бортовой передачи при эксплуатации танка.

Максимальный расчетный крутящий момент для ведущего вала бортовой передачи определяется по наибольшей силе тяги по сцеплению забегающей гусеницы с грунтом при повороте с 30-градусного крена в гору (см стр. 268)

$$M_p = 0,65 \frac{zGR_{в.к.}}{l_{г.д.} \eta_{б.п.}}$$

Принимая $\frac{\eta_{г.д.}}{\eta_{б.п.}} \approx 1$ получим, что расчетный крутящий момент для ведущего вала бортовой передачи равен

$$M_p = 0,65 \frac{GR_{в.к.}}{l_{г.д.}} \quad (117)$$

В исключительных случаях, когда гусеница зацепится своими выступами за какие-либо металлические или бетонные конструкции (например, при преодолении препятствий), при высокой удельной мощности танка нагрузка на бортовую передачу может превысить максимальный расчетный крутящий момент по сцеплению. Если при этом фрикционные элементы механизма поворота рассчитаны на момент, больший момента по сцеплению гусеницы с грунтом, необходимо проверить прочность шестерен бортовой передачи и на момент, подводимый от двигателя.

Поверочный расчет показывает, что напряжения изгиба зубьев шестерен бортовых передач достигают $[\sigma]_{ш} = 10000 - 12000 \text{ кг/см}^2$.

В некоторых иностранных конструкциях периода второй мировой войны $[\sigma]_{ш} = 12000 - 14000 \text{ кг/см}^2$, а в танке Т-V даже было 23500 кг/см^2 , но конструкция этой бортовой передачи танка была не надежна.

Напряжения смятия по Герцу в отечественных конструкциях допускают до $[\sigma]_к = 25000 - 27500 \text{ кг/см}^2$, а в некоторых иностранных танках было в отдельных случаях $[\sigma]_к$ до 30000 кг/см^2 .

Расчет подшипников бортовой передачи, так же как и подшипников коробки передач, осуществляется по приведенным числам оборотов и приведенной нагрузке при прямолинейном движении танка.

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

Гидромеханической трансмиссией танка обычно называют танковую трансмиссию, включающую, кроме механических передач, какую-либо гидродинамическую передачу: гидромуфту, гидротрансформатор или комплексную гидропередачу.

Гидростатические (объемные) передачи не получили распространения в трансмиссиях современных танков главным образом из-за значительного объема. С ликвидацией этого недостатка (путем создания насосов и моторов, способных производительно работать при высоких давлениях порядка $600\text{--}800\text{ кг/см}^2$ и высоких оборотах) гидростатические передачи могут явиться серьезным конкурентом для гидродинамических передач в части применения в трансмиссиях танков.

Как известно, гидродинамические передачи, в которых происходит автоматическая трансформация передаваемого момента, называются **гидротрансформаторами**. Их характерной чертой является наличие реактивного аппарата. Гидродинамические передачи, передающие крутящий момент без изменения, называются **гидромуфтами**. Существуют также гидродинамические передачи, которые в зависимости от передаваемой нагрузки способны работать как по принципу гидромуфты, так и по принципу гидротрансформатора. Такие гидродинамические передачи называются **комплексными гидропередачами**.

В зависимости от роли, выполняемой гидропередачей, все гидромеханические трансмиссии можно разделить на три группы:

- трансмиссии с гидромуфтой;
- трансмиссии с гидромеханической коробкой передач;
- трансмиссии с гидромеханическим механизмом передач и поворота.

Гидромуфта, неспособная трансформировать крутящий момент, может выполнять в танковой трансмиссии лишь роль главного фрикциона. При этом достигаются следующие преимущества: 1) эластичная связь двигателя с коробкой передач снижает динамические нагрузки в трансмиссии и обеспечивает демпфирование крутильных колебаний; 2) отсутствие износов, характерных для главного фрик-

циона, исключает необходимость в периодических регулировках; 3) гидромуфты с оптимальной характеристикой «отключают» двигатель от коробки передач без дополнительного воздействия водителя на муфту (только за счет уменьшения числа оборотов двигателя); управление танком при этом несколько облегчается.

Недостатками гидромуфт являются: 1) затрудненное переключение коробки передач из-за недостаточно полного отключения двигателя при снижении числа его оборотов, в автомобилях с целью устранения этого недостатка часто последовательно устанавливают сцепление и гидромуфту (гидрофрикционное сцепление); в танках М5-А1 гидромуфту устанавливали перед планетарной коробкой передач, переключение которой возможно и без отключения коробки передач от двигателя, для этой же цели иногда применяют опорожняющиеся муфты, 2) постоянные потери мощности двигателя на трение и удары жидкости, в главном фрикционе при его полном включении такие потери отсутствуют; 3) сложность конструкции и большие занимаемые объемы при использовании опорожняющихся гидромуфт или гидрофрикционных сцеплений.

Наиболее полно преимущества гидродинамических передач проявляются при использовании гидротрансформаторов или комплексных гидропередач, автоматически изменяющих передаточное число между двигателем и ведущими колесами в соответствии с сопротивлением движению танка.

Основными преимуществами (по сравнению с механическими ступенчатыми трансмиссиями) трансмиссий с гидромеханическими коробками передач и механизмами передач и поворота, являются:

1. Автоматическое изменение крутящего момента на ведущих колесах гусениц в зависимости от изменения сопротивления движению, позволяющее повысить среднюю скорость движения за счет более полного использования мощности двигателя, отсутствия потерь скорости при переключении передач и меньшего снижения скорости при поворотах машины.

2. Повышение проходимости танка. Возможность получать очень большие силы тяги облегчает преодоление подъемов. Возможность перематывания гусениц с очень малыми скоростями и плавное изменение этих скоростей улучшают проходимость танков по болотам и топам.

3. Значительно упрощается управление танком и создаются предпосылки для полной автоматизации управления коробкой передач.

4. Эластичная связь двигателя с ведущими колесами снижает динамические нагрузки в трансмиссии и обеспечивает демпфирование крутильных колебаний моторно-трансмиссионной группы.

Однако при выборе типа и агрегатов трансмиссии необходимо

иметь в виду, что гидромеханические трансмиссии с гидротрансформатором имеют также и существенные недостатки:

1. Пониженный коэффициент полезного действия по сравнению со ступенчатой механической трансмиссией, приводящий к уменьшению запаса хода танка.

2. Необходимость применения в большинстве случаев специальных устройств для охлаждения рабочей жидкости.

3. Необходимость применения механической коробки передач, хотя и с меньшим числом ступеней (2—3), из-за недостаточности величины осуществляемого диапазона изменения крутящего момента в гидротрансформаторе.

Несмотря на эти недостатки, гидромеханические трансмиссии применялись на американских танках и немецких боевых машинах уже в период второй мировой войны и широко применяются на всех современных американских танках (М46, М47, М48), бронетранспортерах и других боевых и транспортных машинах.

Тяговые качества машин с гидромеханической трансмиссией зависят от удачного выбора схемы трансмиссии, типа гидротрансформатора и основных расчетных параметров. Проектирование и расчет гидромеханической трансмиссии сложнее, чем обычной механической трансмиссии.

§ 1. ГИДРОМУФТЫ

Гидромуфтой называется гидродинамическая передача, представляющая собой две предельно сближенные гидравлические машины: центробежный насос и турбину, помещенные в общий корпус, заполненный маслом.

Основными частями гидромуфты являются: насосное колесо, получающее вращение от двигателя, турбинное колесо, связанное с ведомым валом, и корпус с уплотнениями для удержания масла.

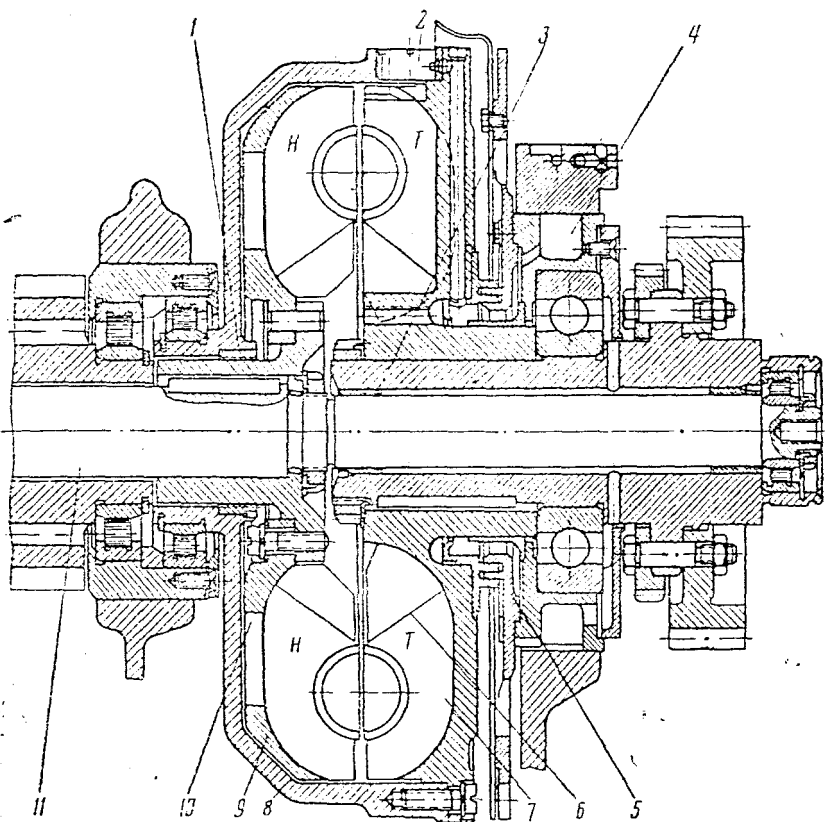
Существующие конструкции гидромуфт можно разделить на две группы: гидромуфты с внутренним тором и гидромуфты без внутреннего тора.

1. Конструктивные примеры гидромуфт.

В качестве примера гидромуфты первого типа можно привести гидромуфту МВТУ, созданную для мотовоза с двигателем в 360 л. с. при 2000 об/мин. Ко второму типу, в частности, относится гидромуфта автомобиля ЗИМ с двигателем мощностью 90 л. с. при 3600 об/мин.

Конструкция гидромуфты МВТУ показана на фиг. 168. Колесо насоса 9 с 28 радиальными лопатками отлито из алюминиевого сплава. В нем имеются окна 10 для разгрузки ведущего вала 11 от осевого усилия, возникающего при циркуляции жидкости в гидромуфте. Колесо турбины 7 с 30 радиальными лопатками отлито из чугуна. К нему винтами прикреплен корпус 8 гидромуфты. Для устране-

ния большого стеснения струи на малых диаметрах каждая вторая лопатка *б* рабочих колес изготовлена укороченной. Число лопаток насосного и турбинного колеса выполняется различным, чтобы уменьшить неравномерность работы гидромукты и исключить возникновение вибраций. С этой же целью шаг расположения лопаток

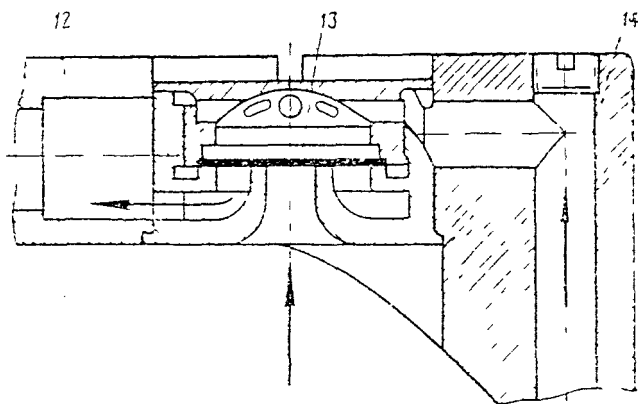


Фиг. 168. Гидромукта MBTU

некоторых гидромукт делают переменным. Включение и выключение гидромукты MBTU осуществлялось заполнением рабочей жидкостью полости циркуляции и быстрым опорожнением ее. Заполнение и подпитка осуществлялась через каналы 4, опорожнение гидромукты — через три клапана 2, расположенные под углом 120° . Конструкция клапана для опорожнения гидромукты показана на фиг. 169. При подпитке рабочая жидкость через сверление 14 поступает в пространство над диафрагмой 13 клапана. Ввиду разности площадей над диафрагмой и под диафрагмой давление под-

питки удерживает клапан в закрытом состоянии. При отключении подпитки диафрагма не может держать закрытым отверстие клапана и рабочая жидкость выливается из гидромуфты по тангенциальному сверлению 12.

Круг циркуляции гидромуфты МВТУ уплотнен лабиринтом 5 (см фиг 168) и втулками 1 и 3.



Фиг 169 Клапан опорожнения

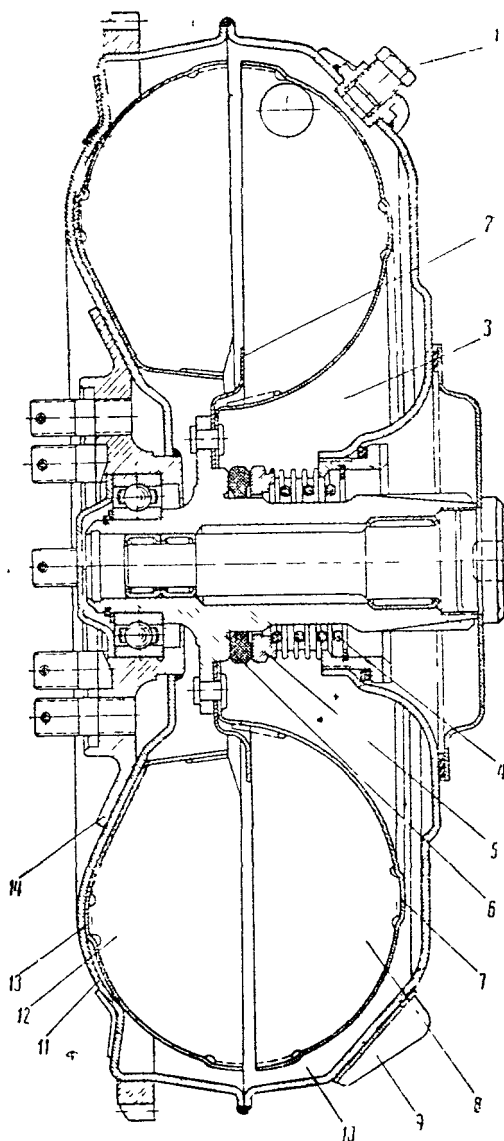
Гидромуфта автомобиля ЗИМ (фиг 170), в отличие от рассмотренной выше конструкции гидромуфты, не имеет внутреннего тора. Насосное колесо ее имеет 48 радиальных лопаток. Диск 13 и лопатки 12 насосного колеса штампуются из листовой малоуглеродистой стали толщиной 1,5 мм. Лопатки приварены к диску колеса насоса точечной электросваркой. Диск колеса сам приварен тоже точечной электросваркой к корпусу 11 гидромуфты. Диск турбинного колеса 7 также отштампован из малоуглеродистой листовой стали толщиной 1,8 мм. К нему приварены точечной электросваркой 44 радиальные лопатки 8. Турбинное колесо прикреплено заклепками к фланцу ведомого вала.

Корпус гидромуфты ЗИМ состоит из двух половин 11 и 10, отштампованных из листовой 3-миллиметровой стали. При сборке обе половины корпуса гидромуфты свариваются, поэтому гидромуфта оказывается неразборной конструкцией. Корпус гидромуфты, в свою очередь, приварен к кованой ступице 14. Посредством этой ступицы гидромуфта крепится болтами к коленчатому валу двигателя, вместе с которым подвергается динамической балансировке. К корпусу гидромуфты приварены вентиляторные лопасти 9, способствующие охлаждению гидромуфты.

Уплотнение гидромуфты выполнено торцевым сальником, состоящим в основном из графито-металлического кольца 6, втулки 5 и пружины 4, предназначенной для обеспечения плотного соприкосновения уплотняющих поверхностей сальника.

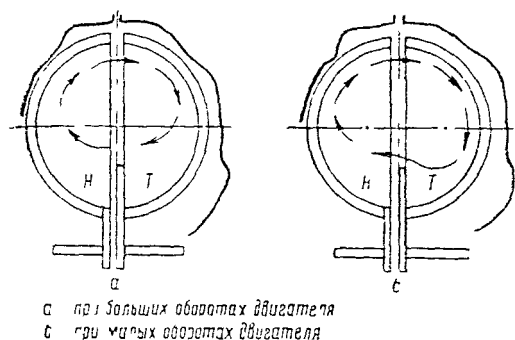
Заполнение рабочей полости гидромолфы осуществляется через отверстие 1. Рабочая жидкость — турбинное масло Л ГОСТ 32—47 в количестве 6,7 л. При заправке рабочий объем гидромолфы заполняется рабочей жидкостью на 87% во избежание выбрасывания ее через сальники при нагреве во время работы и для улучшения характеристики гидромолфы. Предусмотрено устройство, обеспечивающее устойчивую работу двигателя на оборотах холостого хода при остановленном турбинном колесе (при остановке машины). Это устройство состоит из перегородки 2, называемой иногда порогом, вставленной между фланцем ведомого вала и турбинным колесом. Принцип действия перегородки показан на фиг. 171. На больших оборотах двигателя жидкость отбрасывается к периферии муфты и в своем циркуляционном минует перегородку. На малых оборотах, когда центробежный эффект в значительной мере ослаблен, жидкость не может миновать перегородку. Вследствие этого нормальная циркуляция нарушается, образуется завихрение рабочей жидкости в месте перехода ее из турбинного колеса в насосное, что приводит к падению передаваемого момента и облегчает работу двигателя на малых оборотах.

В гидромолфе ЗИМ предусмотрено также снижение перегрузки двигателя при работе ее с большими скольжениями (на-



Фиг. 170. Гидромолфа ЗИМ

пример, при разгоне). Эту задачу выполняет так называемая «сбрасывающая камера» 3 (см. фиг. 170), образуемая задней стенкой турбинного колеса и корпусом гидромуфты. Увеличение передаваемого момента обязательно сопровождается увеличением скорости циркуляции жидкости в гидромуфте, что вызывает увеличение напора в полостях рабочих колес. Если гидромуфта заполнена частично, то рабочая жидкость под воздействием увеличившегося напора будет переливаться в сбрасывающую камеру через зазор между насосным и турбинным колесами.



Фиг. 171. Схема действия перегородки

участвующей в циркуляции, уменьшится, что приведет к падению передаваемого момента. Перегородка и сбрасывающая камера при условии неполного заполнения муфты рабочей жидкостью улучшают характеристику муфты, снижая момент муфты при малых числах оборотов двигателя

2. Характеристики гидромуфты

Как отмечалось выше, гидромуфта, состоящая лишь из двух лопаточных колес, не преобразует передаваемого момента, т. е. момент на турбинном колесе без учета трения в опорах равен моменту насосного колеса:

$$M_t = M_n.$$

Движение жидкости в каналах рабочих колес гидropередачи характеризуется в конечном счете абсолютной скоростью v ее частиц в различных местах канала, которая является результирующей двух скоростей: переносной u и относительной w (фиг. 172).

Момент, действующий со стороны частиц жидкости на колесо лопаточной машины (фиг. 172), может быть определен по теореме механики: изменение момента количества движения равно импульсу внешнего момента.

Частица жидкости с массой Δm имеет на входе в насосное колесо момент количества движения $\Delta m v_{1r_1}$, а на выходе из насосного колеса момент количества движения возрастает до $\Delta m v_{2r_2}$. Суммарное изменение момента количества движения всех частичек $\sum_0^m \Delta m$, находящихся между двумя лопатками, умноженное на число межлопаточных объемов z , и будет равно

импульсу внешнего момента M за время t прохождения одной частицы от входа до выхода из лопаточного колеса:

$$z \sum_0^m \Delta m (v_2 r_2 - v_1 r_1) = Mt.$$

Замечая, что $\rho_2 = r_2 \cos \alpha_2$ и $\rho_1 = r_1 \cos \alpha_1$, перепишем уравнение, поделив обе его части на время t движения жидкости по межлопаточному пространству:

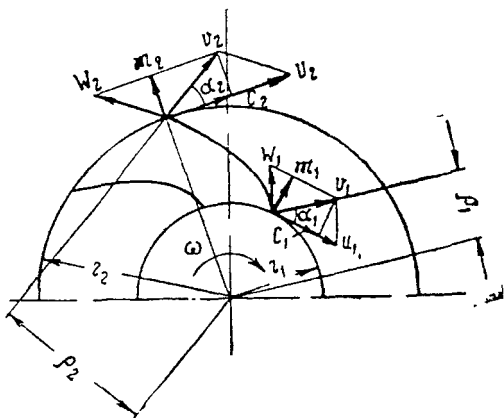
$$\frac{z \sum_0^m \Delta m}{t} (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1) = M.$$

Нетрудно заметить, что

$$\frac{z \sum_0^m \Delta m}{t} = \frac{Q \gamma}{g}, \quad v_2 \cos \alpha_2 = c_2 \text{ и } v_1 \cos \alpha_1 = c_1.$$

Тогда момент M определится окончательно:

$$M = \frac{Q \gamma}{g} (c_2 r_2 - c_1 r_1) \text{ кгм}, \quad (118)$$



Фиг. 172. Скорости частиц жидкости в лопаточном колесе

где Q — объемная производительность насоса или объемный расход турбины, $\frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$;

γ — удельный вес жидкости, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

g — ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$;

r_1 и r_2 — радиусы входа и выхода лопаточного колеса, м;
 c_1 и c_2 — проекция абсолютной скорости частиц жидкости c на направление переносной скорости соответственно на входе и выходе, м/сек.

Для центробежного насоса разность в скобках положительна. Это означает, что жидкость, проходя через колесо насоса, энергию приобретает. Для турбинного колеса, в котором жидкость отдает свою энергию, разность будет отрицательной.

Используя выражения мощности в механических и гидравлических величинах

$$\Lambda = \frac{M\omega}{75} = \frac{Q\gamma H}{75},$$

найдем напор

$$H = \frac{M\omega}{Q\gamma} \text{ или } H = \frac{c_2\omega r_2 - c_1\omega r_1}{g} = \frac{c_2u_2 - c_1u_1}{g}, \quad (119)$$

где u_1 и u_2 — окружные скорости частиц жидкости на входе и выходе, $\frac{m}{сек}$.

Для гидромолты с радиальными лопатками $c_2 = u_2 = \omega r_2$ и $c_1 = u_1 = \omega r_1$.

Тогда теоретический напор, создаваемый насосом гидромолты,

$$H_n = \frac{\omega_r^2(r_2^2 - r_1^2)}{g}$$

и теоретический напор, снимаемый турбиной гидромолты,

$$H_t = \frac{\omega_t^2(r_2^2 - r_1^2)}{g}.$$

Разность этих напоров

$$H_{\text{ц}} = H_n - H_t = \frac{(\omega_n^2 - \omega_t^2)(r_2^2 - r_1^2)}{g} \quad (120)$$

называется циркуляционным напором, и определяет расход жидкости в круге циркуляции Q .

Относительную разность угловых скоростей насоса и турбины

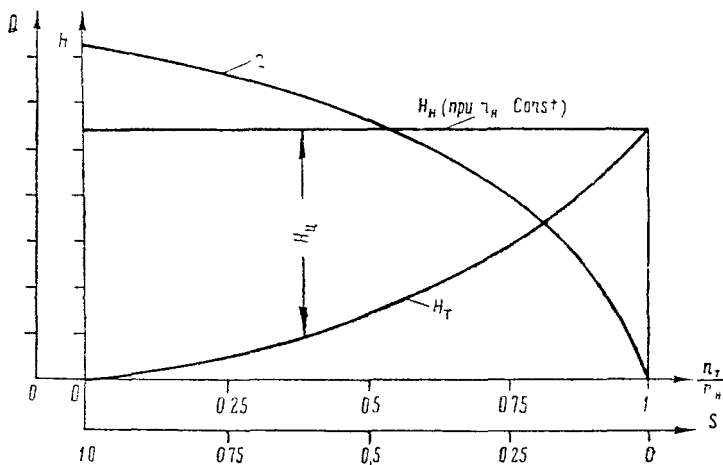
$$\frac{\omega_n - \omega_t}{\omega_n} = S \quad (121)$$

называют скольжением гидромолты.

С увеличением скольжения гидромолты циркуляционный напор увеличивается (формула (120)). С увеличением циркуляционного напора увеличивается расход жидкости в круге циркуляции, а следовательно, увеличивается и передаваемый гидромолтой момент (формула (118)).

Графическое представление об этих зависимостях дают характеристики гидромуфты

На фиг. 173 представлена внутренняя характеристика гидромуфты, показывающая зависимость трех напоров H_n , H_T и H_{Σ} и расхода Q от относительного числа оборотов турбины $\frac{n_T}{n_n}$ при $\eta_n = \text{const}$. Внешняя характеристика гидромуфты, представляющая зависимость момента M , передаваемого гидромуфтой, и ее коэффициента полезного действия от относительного числа оборотов турбины при постоянном числе оборотов насоса, показана на фиг. 174



Фиг. 173 Внутренняя характеристика гидромуфты

Коэффициент полезного действия гидромуфты есть отношение мощности отводимой $\frac{M_T \omega_T}{75}$ к мощности подводимой $\frac{M_n \omega_n}{75}$:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{M_T \omega_T}{M_n \omega_n} = \frac{\omega_T}{\omega_n} = \frac{n_T}{n_n} = 1 - S. \quad (122)$$

Танковые двигатели работают при переменных числах оборотов коленчатого вала. В связи с этим необходимо знать, как изменяется передаваемый муфтой крутящий момент при переменном числе оборотов вала насосного колеса.

Ответ на этот вопрос дает универсальная характеристика гидромуфты. Для ее построения заметим, что в формуле момента (118)

$$M = \frac{Q_1}{g} (c_2 r_2 - c_1 r_1)$$

производительность Q пропорциональна кубу активного диа-

метра D^* и числу оборотов лопаточного колеса n , т. е.

$$Q \equiv nD^3.$$

Радиусы входа и выхода пропорциональны активному диаметру

$$r_1 = D \quad \text{и} \quad r_2 = D,$$

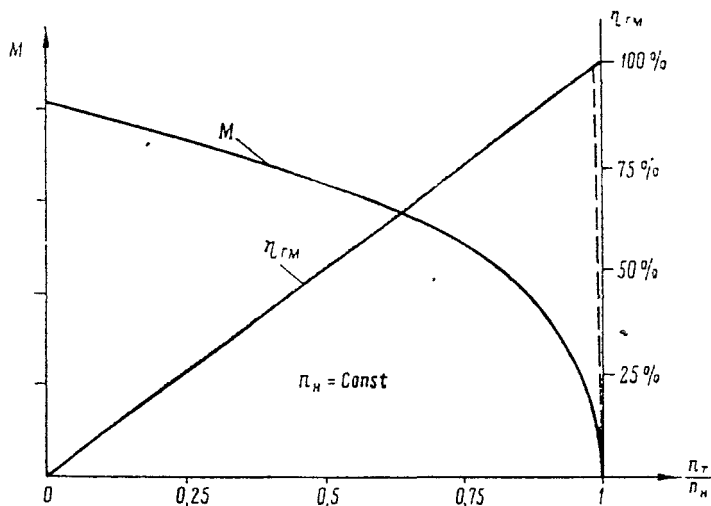
а проекции абсолютных скоростей пропорциональны числу оборотов и активному диаметру колеса

$$c_1 \equiv nD \quad \text{и} \quad c_2 \equiv nD.$$

Обозначая общий коэффициент пропорциональности (коэффициент момента) буквой λ , из формулы (118) получим

$$M = \gamma \lambda n^2 D^5. \quad (123)$$

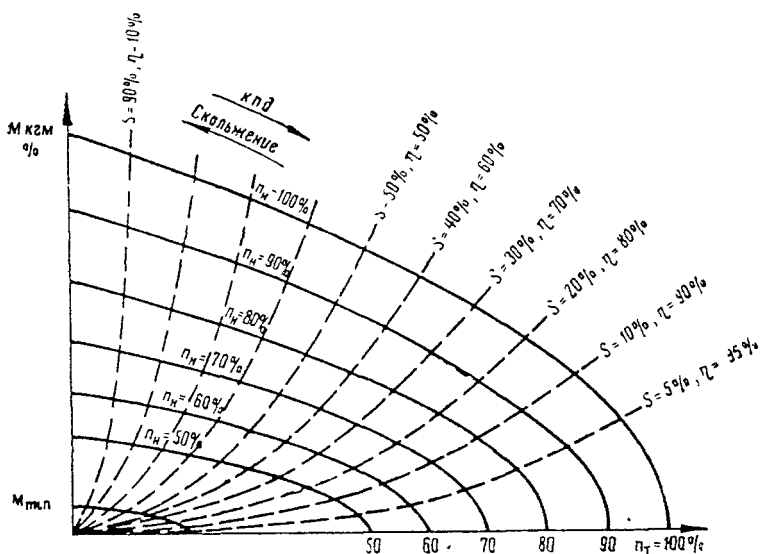
Применяя это справедливое для любого лопаточного колеса выражение к колесу насоса, найдем, что момент гидромуты изменяется пропорционально квадрату числа оборотов двигателя. Следовательно, если число оборотов насоса n_n уменьшится вдвое, момент гидромуты сократится в четыре раза и т. д. (фиг. 175).



Фиг. 174. Внешняя характеристика гидромуты

Из этой универсальной характеристики можно, в частности, найти тот наименьший момент M_{\min} , который будет передаваться на ведущие колеса при минимально устойчивом числе оборотов двигателя и неподвижном турбинном колесе.

* В качестве характерного размера для проектирования гидродинамических машин методом подобия принимается активный диаметр D , равный внешнему диаметру тора циркуляции.



Фиг. 175. Универсальная характеристика гидромукты

3. Определение активного диаметра гидромукты

Теоретическое построение внешней характеристики гидромукты и определение ее диаметра сопряжено с большими трудностями, поэтому на практике гидромукты обычно рассчитывают по аналогии с подобными уже изготовленными и испытанными образцами. В результате испытаний прототипа строят безразмерную (исходную) характеристику, дающую зависимость коэффициента момента λ от скольжения S (фиг. 176).

Пользуясь этой характеристикой и формулой момента (123) подсчитывают активный диаметр D гидромукты, соблюдая следующее условие: при работе двигателя в режиме максимальной мощности (M_N , n_N) коэффициент полезного действия гидромукты должен быть примерно 0,97. На безразмерной характеристике для скольжения в 3% определяют коэффициент момента $\lambda_{0.03}$. В формулу (123)

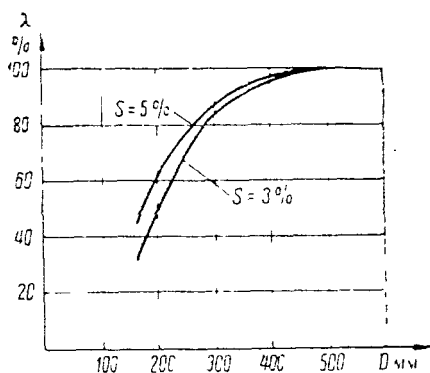
$$M = \gamma \lambda n^2 D^5$$

подставляют M_N , n_N и $\lambda_{0.03}$ и разрешают ее относительно D :

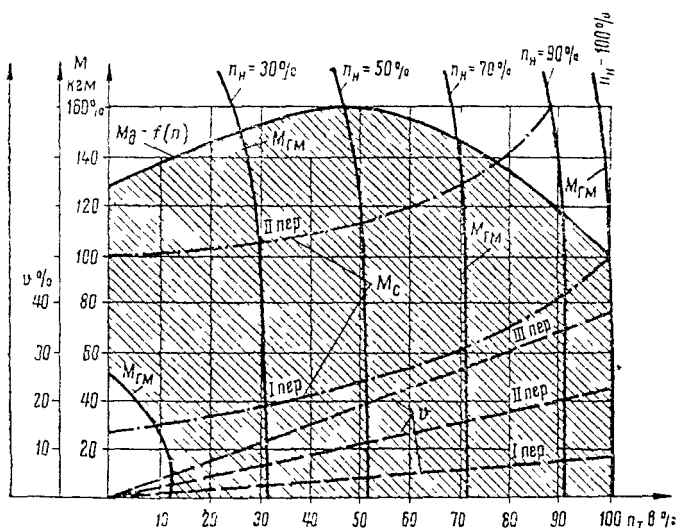
$$D = \sqrt[5]{\frac{M_N}{\gamma \lambda_{0.03} n_N^2}} \text{ [м]}. \quad (124)$$

Определив этот характерный размер, проектируют гидромукту, выполняя следующие условия подобия: круг циркуляции проектируемой мукты должен быть подобен кругу циркуляции мукты

Применимость запроектированной гидромуфты для работы с заданным двигателем оценивается по характеристике машины, построенной с учетом совместной работы гидромуфты и двигателя. Эта характеристика (фиг. 178) представляет собой графическую зависимость крутящего момента двигателя M_d , момента, передаваемого гидромуфтой $M_{ГМ}$, момента сопротивления движению машины M_c и скоростей движения v от числа оборотов ведомого вала гидромуфты n .



Фиг. 177. Поправка коэффициента момента для проектирования гидромуфты малого размера

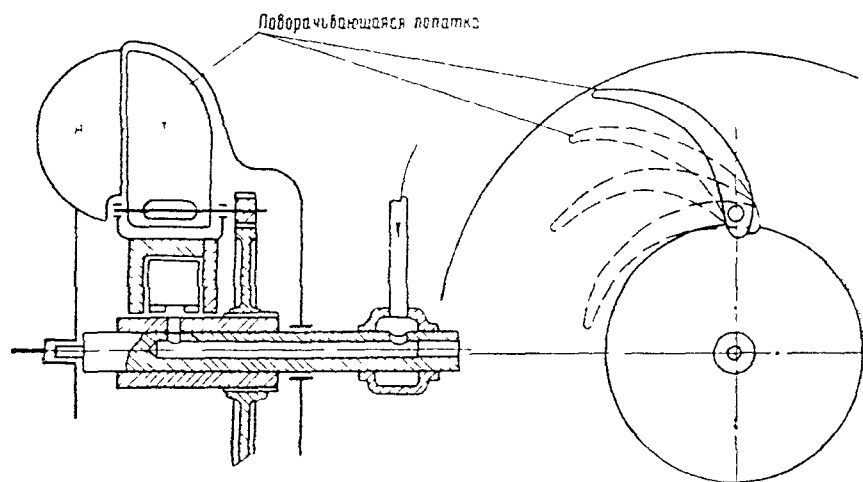


Фиг. 178. Характеристика совместной работы двигателя с гидромуфтой

Для ее построения используется скоростная характеристика крутящего момента двигателя и универсальная характеристика гидромуфты (см. фиг. 175).

Заштрихованная площадь характеристики (см. фиг. 178) представляет собой рабочее поле, в пределах которого возможна работа машины. Незаштрихованный участок слева внизу — зона неустойчивой работы двигателя. Чем меньше эта зона, тем легче переключение ступеней в коробке передач, тем устойчивее работает двигатель.

на минимальных оборотах. Малая величина участка неустойчивой работы двигателя гарантирует работу машины на тяжелых дорогах. В конструкции гидромуфт предусматриваются специальные мероприятия для улучшения характеристик гидромуфт, для уменьшения этой зоны и момента M_{\min} . В рассмотренной гидромуфте ЗИМ для этой цели применяется перегородка 2 (см. фиг. 170), благодаря которой муфта имеет желательное уменьшение момента при малых числах оборотов турбины. С этой же целью применялись гидромуфты с поворотными лопатками (фиг. 179) колеса турбины.



Фиг. 179 Схема гидромуфты с поворотными лопатками

§ 2. ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЫ

В отличие от гидромуфты гидротрансформатор способен не только передавать крутящий момент, но и автоматически изменять его величину в зависимости от нагрузки ведомого вала, что является весьма ценным свойством.

Гидротрансформатор имеет, кроме лопаточных колес насоса и турбины, еще неподвижное лопаточное колесо реактивного аппарата и корпус с уплотнениями для удержания масла.

В гидротрансформаторе действуют три внешних момента (без учета моментов трения в подшипниках):

M_n — момент на валу насоса,

M_t — момент на валу турбины,

M_a — момент на реактивном аппарате.

При установившемся режиме работы для гидротрансформатора справедливо равенство:

$$M_t = M_n = M_a.$$

Применяемые и применявшиеся в танках и транспортных машинах гидротрансформаторы можно разделить на следующие типы:

- 1) одноступенчатые
 - с реактивным аппаратом на выходе из насоса (схема НАТ),
 - с реактивным аппаратом на входе в насос (схема НТА),наиболее распространенной является вторая схема, так как из-за размещения реактивного аппарата в зоне меньших напоров она дает больший к.п.д. и более стабильный режим работы двигателя,
- 2) с двухступенчатой турбиной,
- 3) с трехступенчатой турбиной.

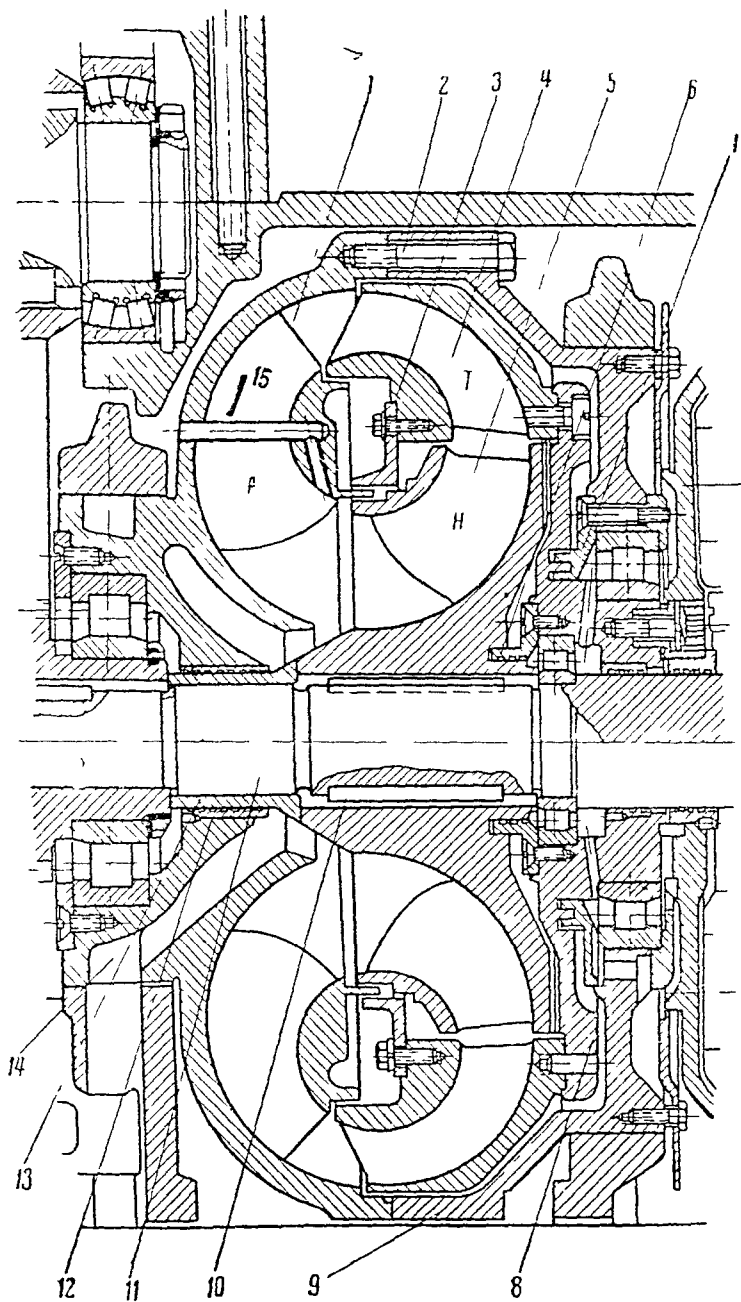
1. Примеры выполненных конструкций гидротрансформаторов

Кроме отмеченного наличия третьего лопаточного колеса, гидротрансформатор отличается от гидромукты обязательным наличием внутреннего тора для строгого направления потоков рабочей жидкости и наличием не радиальных, а наклонных криволинейных лопаток обтекаемой формы. Для восполнения утечек жидкости гидротрансформатор снабжается подпиточным насосом, а для отвода тепла, как правило, имеется специальная система охлаждения.

На фиг. 180 показан одноступенчатый гидротрансформатор МВТУ, предназначенный для мотовоза с двигателем мощностью в 360 л. с. при 2000 об/мин. Он использовался при трогании мотовоза с места, при движении на малых скоростях и на подъемах. Гидротрансформатор выполнен по схеме насос—турбина—аппарат (НТА).

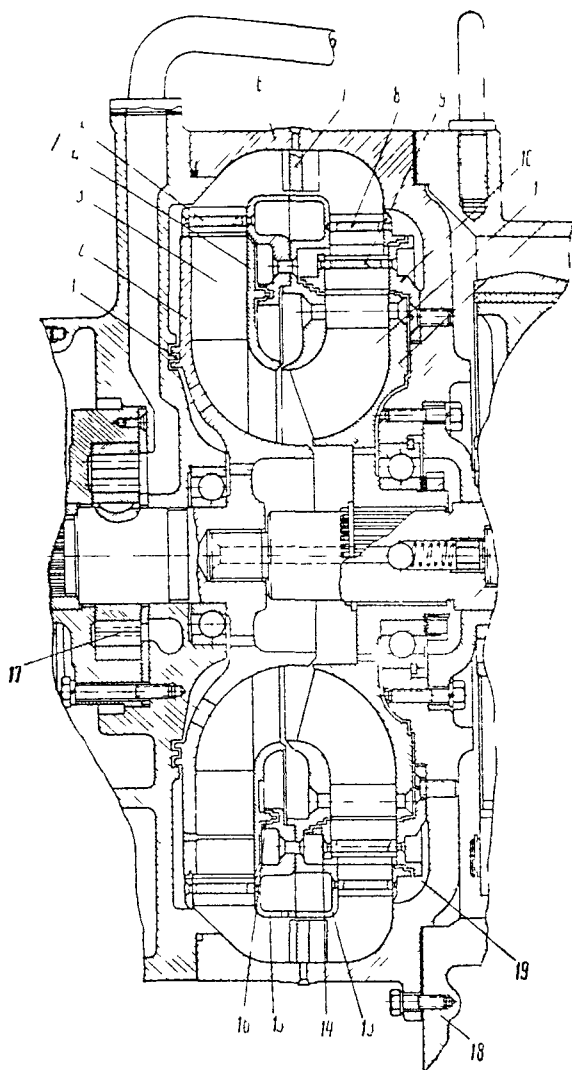
Колесо насоса *Н* с 17 лопатками укреплено на ведущем валу *11* на двух шпонках *10*. Колесо турбины *Т* с 18 лопатками соединено ступицей *8* с ведомыми частями. Реактивный аппарат *А*, имеющий 22 лопатки, вместе с корпусом *9* закреплен в картере передачи неподвижно. Рабочие колеса гидротрансформатора литые: колесо насоса и реактивный аппарат отлиты из чугуна, колесо турбины — из алюминиевого сплава; лопатки всех трех колес имеют удобообтекаемую форму. Включение гидротрансформатора в работу осуществляется заполнением его рабочей полости жидкостью через канал *14* в реактивном аппарате. Через этот же канал обеспечивается непрерывная подпитка трансформатора рабочей жидкостью при его работе. Выключение гидротрансформатора из работы осуществляется опоражниванием его через отверстие в реактивном аппарате. Для охлаждения рабочей жидкости во время работы гидротрансформатора часть ее непрерывно отводится в картер передачи через отверстие *15* реактивного аппарата. Передача мотовоза имеет специальную систему охлаждения рабочей жидкости. Уплотнение круга циркуляции достигается уплотнительными втулками *12* и *6* из алюминиевого сплава и лабиринтными дисками *7* и *8*. Активный диаметр гидротрансформатора 0,51 м.

Трансформатор с трехступенчатой турбиной, примененный на американских самоходных установках Т-70 и танках М26, показан



Фиг. 150. Из трансформатора МВ1У

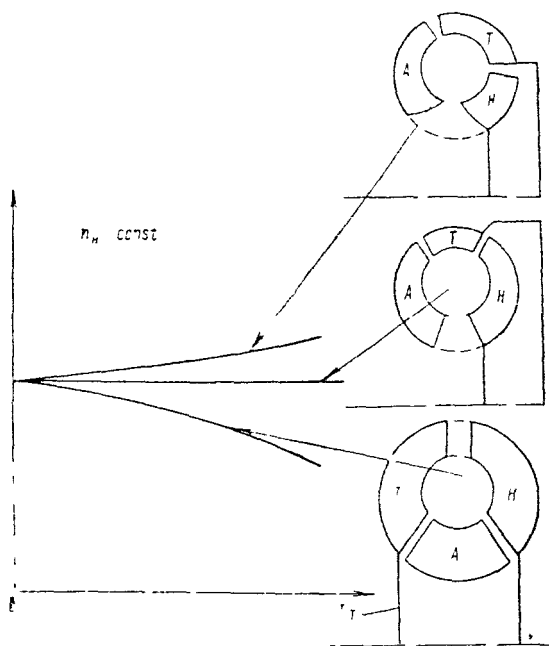
на фиг. 181. Колесо насоса 3 состоит из фланца 1 и диска 4, между которыми укреплены 17 полированных лопаток обтекаемой



Фиг. 181. Гидротрансформатор с трехступенчатой турбиной

формы. Колесо турбины 12 имеет три ряда лопаток: первый ряд 5 состоит из 74 лопаток, второй ряд 8 — из 69 лопаток, третий 11 в составе 14 лопаток. Реактивный аппарат содержит два ряда лопа-

в одной половине круга циркуляции (как это выполнено в гидротрансформаторе МВТУ) с увеличением числа оборотов турбины следует ожидать увеличения расхода. При расположении насоса и турбины в разных половинах круга (см. фиг. 181) противодействие, создаваемое турбиной, будет (как и в гидромуфтах) приводить к уменьшению производительности. Поэтому внутренняя характеристика гидротрансформатора (фиг. 183) может выражаться возрастающей, постоянной или снижающейся линией.

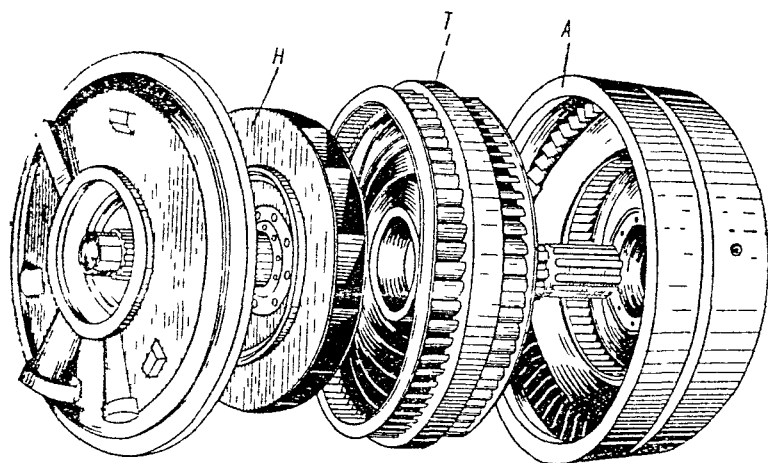


Фиг. 183 Зависимость внутренней характеристики гидротрансформатора от расположения колеса турбины в круге циркуляции

Наиболее ценным свойством гидротрансформатора является его приспособляемость к внешней нагрузке. При возрастании сопротивления движению танка с гидротрансформатором скорость машины автоматически снижается, тяговые усилия на гусеницах возрастают, а нагрузка на двигатель может сохранять свою прежнюю величину. Причиной самоприспособляемости гидротрансформатора к изменению внешней нагрузки является изменение направления абсолютной скорости потока жидкости при выходе из межлопаточного пространства колеса турбины с изменением угловой скорости ведомого вала передачи. Автоматическое изменение момента турбины в зависимости от ее числа оборотов проследим на схеме (фиг. 184) скоростей

ток. Один из этих рядов 7, состоящий из 62 лопаток, прикреплен непосредственно к картеру 6 передачи, а второй ряд 9 в составе 62 лопаток прикреплен к специальному диску 10, привернутому к картеру гидротрансформатора. Две ступени реактивного аппарата расположены перед второй и третьей ступенями турбины. Внутренний тор образован тремя дисками 13, 15, склепанными с турбинным колесом 12, и диском 4 насосного колеса. Круг циркуляции жидкости уплотнен лабиринтами 1, 14 и 16. Подпитка обеспечивается шестеренчатым насосом 17 с внутренним зацеплением шестерен. Картер гидротрансформатора 6 центрируется и крепится к картеру 18 планетарного редуктора.

Основные части (рабочие колеса и реактивный аппарат) этого гидротрансформатора показаны на фиг. 182. Этот трехступенчатый гидротрансформатор, рассчитанный на 340 л с при 1800 об/мин, имел активный диаметр, равный 0,51 м.



Фиг. 182 Лопаточные колеса гидротрансформатора с трехступенчатой турбиной

2. Свойства и характеристики гидротрансформатора

При работе гидротрансформатора рабочая жидкость под действием напора, создаваемого насосом, циркулирует в межлопаточном пространстве колес насоса, турбины и реактивного аппарата. Расход жидкости в круге циркуляции зависит, в первую очередь, от геометрических размеров трансформатора и числа оборотов насоса. При постоянном числе оборотов насоса на расход влияет и число оборотов турбины, причем в отличие от гидромукты увеличение числа оборотов турбины не всегда приводит к уменьшению расхода. Действительно, при расположении насосного и турбинного колеса 346

частиц жидкости в рабочих колесах гидротрансформатора. Эта схема построена в предположении постоянства числа оборотов насоса n_n , расхода Q и равенства абсолютных скоростей на выходе из предыдущего колеса и на входе в последующее, т. е.

$$v_2 = v_{n1} \quad v_{n2} = v_{t1} \quad \text{и} \quad v_{t2} = v_{n1}$$

Тогда меридианальная скорость w во всех точках круга циркуляции и при любом режиме работы трансформатора остается постоянной. Постоянной будет и скорость v_{a2} на выходе из неподвижного реактивного аппарата и равная ей скорость v_{n1} на входе в насос. В насосном колесе скорости и энергия жидкости возрастут, но при постоянном числе оборотов колеса скорости на выходе v_n будут оставаться постоянными и по величине и по направлению. Используя формулу момента (формула (118)), получим для колеса насоса гидротрансформатора

$$M_n = \frac{Q\gamma}{g} (c_{n2} r_{n2} - c_{n1} r_{n1})$$

Легко убедиться, что при любом режиме работы трансформатора момент насоса, а следовательно, и нагрузка на двигатель теоретически остаются постоянными. В действительности нагрузка на двигатель с изменением режима работы гидротрансформатора несколько изменяется.

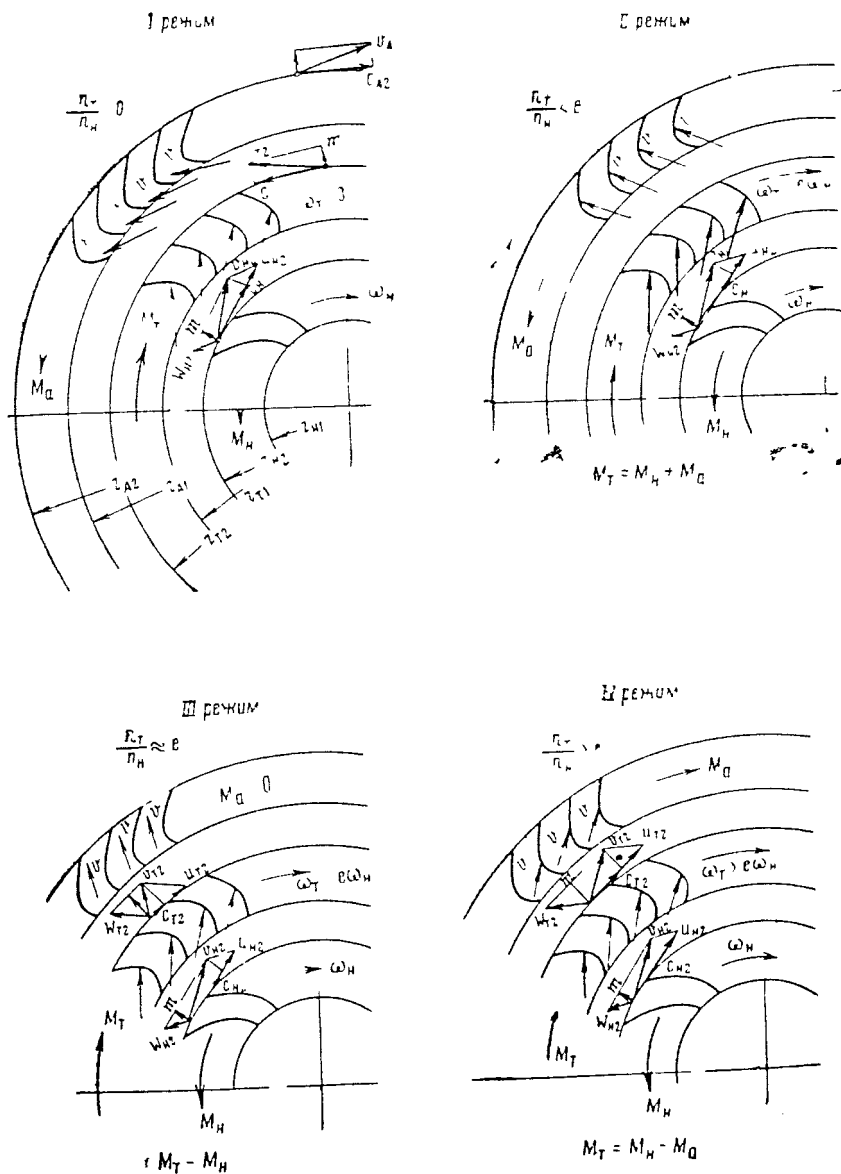
Момент, действующий на турбинное колесо, зависит от числа его оборотов. При неподвижной турбине (см. фиг. 184, I режим) жидкость в турбинном колесе резко меняет свою скорость с v_{t1} на v_{t2} , оказывая на лопатки колеса большое давление. Формула (118), примененная к турбинному колесу, в виде

$$M_t = \frac{Q\gamma}{g} (-c_{t2} r_{t2} - c_{t1} r_{t1}) = -\frac{Q\gamma}{g} (c_{t1} r_{t1} + c_{t2} r_{t2})$$

показывает, что на него в этом случае действует наибольший момент.

При медленном вращении турбины (n_{t2} — мала, II режим) абсолютная скорость на выходе уменьшается из-за переносного движения u_{t2} частиц жидкости вместе с турбинным колесом. В соответствии с этим уменьшается и действующий на турбину момент. При увеличении скорости вращения турбины (режимы III и IV) проекция v_{t2} меняет свой знак и величину, вследствие чего моменты турбины еще более уменьшаются.

$$M_t = \frac{Q\gamma}{g} (c_{t2} r_{t2} - c_{t1} r_{t1}) = -\frac{Q\gamma}{g} (c_{t1} r_{t1} - c_{t2} r_{t2}),$$



Фиг. 184 Схема скоростей потока жидкости и моменты, приложенные к лопаточным колесам, при различных режимах работы гидротрансформатора

На фиг. 184 показаны моменты, приложенные к рабочим колесам при четырех возможных режимах работы гидротрансформатора. Из рассмотрения этих режимов следует, что

$$\text{при } \frac{n_t}{n_n} = 1 \quad M_T = M_n + M_a,$$

$$\text{при } \frac{n_t}{n_n} < e \quad M_T = M_n + M_a,$$

$$\text{при } \frac{n_t}{n_n} = e \quad M_T = M_n,$$

$$\text{при } \frac{n_t}{n_n} > e \quad M_T = M_n - M_a,$$

где e — отношение $\frac{n_t}{n_n}$, соответствующее критическому (переходному) режиму, при котором $M_a = 0$; этот параметр зависит от конструкции рабочих колес гидротрансформатора (профиля и углов наклона лопаток).

Отношение моментов $\frac{M_T}{M_n} = i_r$ называется силовым передаточным числом (коэффициентом трансформации) гидротрансформатора. Соответственно, применительно к гидротрансформаторам, $i_r = \frac{n_n}{n_t}$ называется кинематическим передаточным числом.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора равен

$$\eta_r = \frac{M_T n_t}{M_n n_n} = \frac{i_r}{i_t}.$$

Оценка гидротрансформатора по способности преобразовывать передаваемый крутящий момент и по потерям в нем осуществляется по его внешней характеристике (фиг. 185). Внешняя характеристика получается опытным путем или расчетом по методу подобия.

По внешней характеристике гидротрансформатора могут быть определены следующие параметры, важные для расчета гидромеханической трансмиссии:

1. Максимальное силовое передаточное число гидротрансформатора, определяющее наибольшее тяговое усилие, развиваемое танком при трогании с места,

$$i_{r \max} = \frac{M_{10}}{M_{13}}. \quad (125)$$

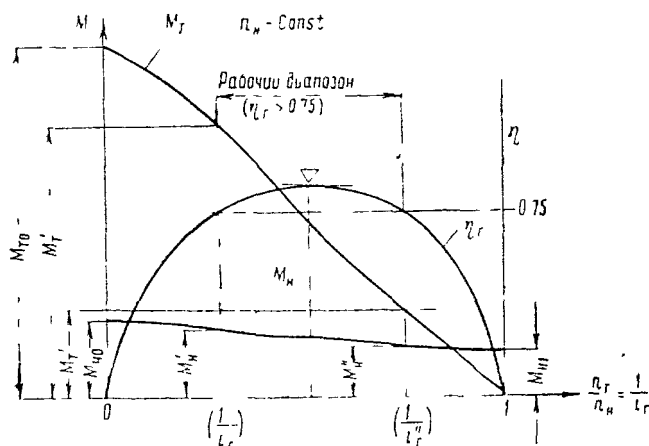
Для существующих трансформаторов оно лежит в пределах 4—6.

2. Рабочий силовой диапазон d_r характеризует область сопротивлений, преодолеваемых танком без переключения редуктора при удовлетворительном к.п.д. не ниже 0,75, т.е.

$$d_r = \frac{i_r'}{i_r''}, \quad (126)$$

где

$$i_r' = \frac{M_{\tau}'}{M_{\eta}'}, \quad i_r'' = \frac{M_{\tau}''}{M_{\eta}''}.$$



Фиг. 185 Внешняя характеристика гидротрансформатора

Для существующих трансформаторов $d_r = 2 - 2,3$.

3 Рабочий кинематический диапазон d_r показывает, в каких пределах может автоматически изменяться скорость танка при работе трансформатора с удовлетворительным к.п.д. Он выражается

$$d_r = \frac{i_r'}{i_r''} = \frac{n_r''}{n_r'} \cong 2 - 2,5. \quad (127)$$

4. Полный коэффициент не приспособляемости гидротрансформатора, представляющий собой отношение момента насоса при неподвижной турбине к моменту насоса при разгруженной турбине, равен

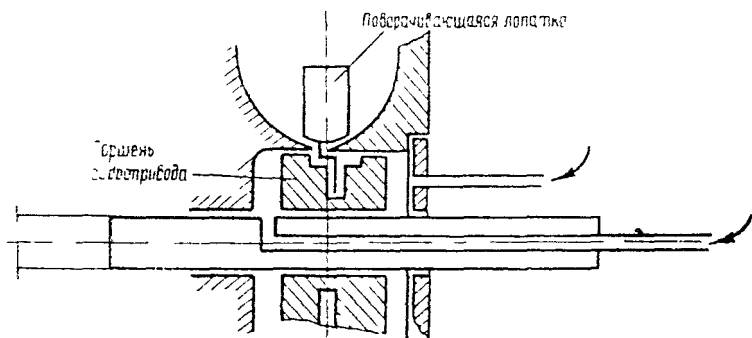
$$\epsilon_r = \frac{M_{\eta 0}}{M_{\eta 1}}. \quad (128)$$

5. Коэффициент неприспособляемости гидротрансформатора в рабочем диапазоне равен

$$\varepsilon_{\text{нр}} = \frac{M_1'}{M_1'} \quad (128')$$

Коэффициент ε_1 характеризует способность гидротрансформатора использовать приспособляемость двигателя. Необходимо значения ε_1 согласовывать с коэффициентом приспособляемости двигателя k . Тогда при возрастании нагрузки на турбинное колесо момент на ведомом валу может увеличиться в i_1 раз за счет приспособляемости трансформатора и в k раз за счет приспособляемости двигателя.

Недостаточность рабочих диапазонов вынуждает искать пути для их расширения. Для повышения к.п.д. трансформаторов уменьшают потери на трение жидкости в круге циркуляции, улучшая обработку деталей трансформатора. С этой же целью применяют многоступенчатые трансформаторы (см. фиг. 181) и трансформаторы с поворотными лопатками реактивного аппарата (фиг. 186). Оба эти способа увеличивают диапазон чисел оборотов колеса турбины, в пределах которого к.п.д. имеет достаточно высокое значение (т. е. дают более «растянутую» кривую к.п.д.).



Фиг. 186. Схема гидротрансформатора с поворотными лопатками реактивного аппарата

Улучшения характеристики достигают и переходом к комплексным гидропередам, коэффициент полезного действия которых при больших числах оборотов турбины оказывается более высоким.

§ 3. КОМПЛЕКСНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Как отмечалось выше, комплексной гидропередачей называется гидродинамическая передача, способная работать либо в режиме гидротрансформатора, либо в режиме гидромукты. Следует под-

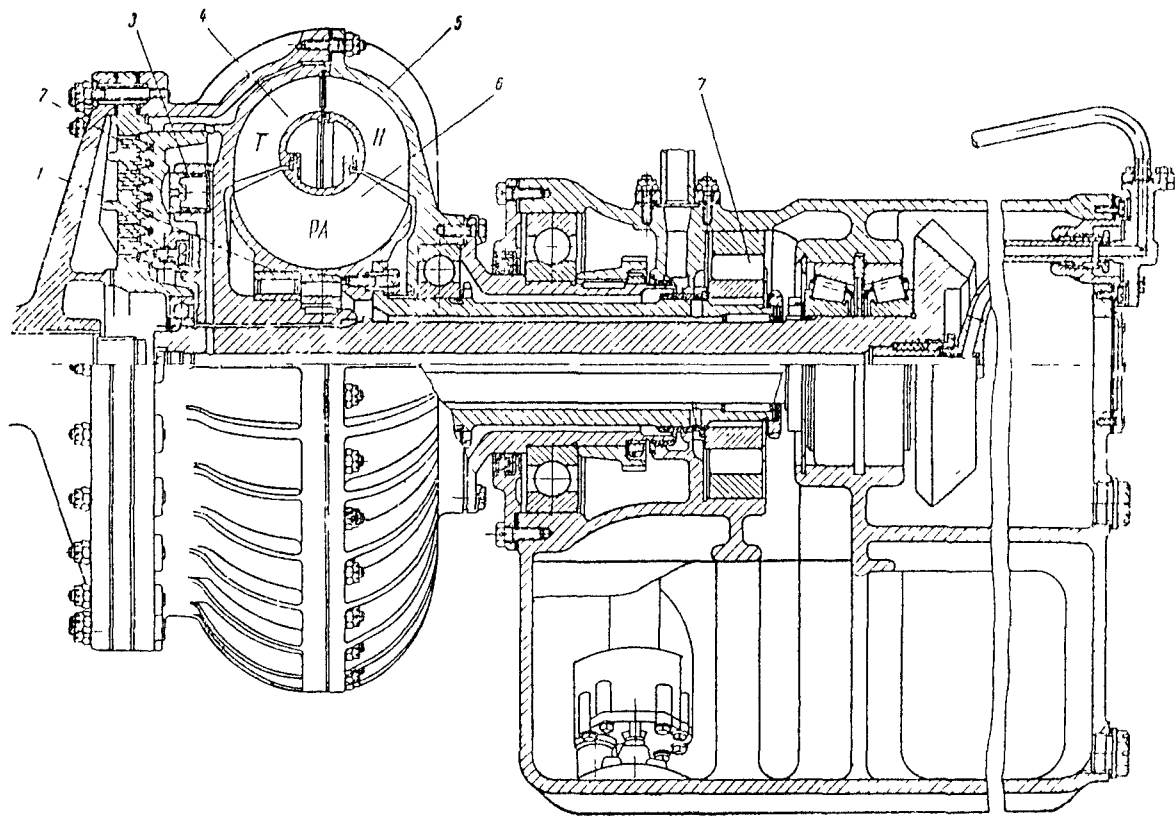
черкнуть, что переход с одного режима на другой происходит автоматически в зависимости от нагрузки на турбинное колесо. Для выяснения этого еще раз обратимся к схемам скоростей потока жидкости в гидротрансформаторе (см. фиг. 184). Скорость c_{11} на входе в реактивный аппарат все время изменяется в зависимости от режима работы турбины, а скорость рабочей жидкости на выходе из аппарата u_{a2} , направленная по касательной к неподвижной лопатке, остается постоянной. Следовательно, изменяется и момент, воспринимаемый реактивным аппаратом. В первом и втором режиме он направлен влево (фиг. 184), в третьем равен нулю, а в четвертом направлен вправо. Изменение направления момента, действующего на реактивный аппарат, используется в комплексных гидропередачах для освобождения реактивного аппарата и перехода на режим гидромуфты. Для удержания реактивного аппарата при одном направлении действующего на него момента и для освобождения колеса аппарата при изменении знака момента используется муфта свободного хода (автолог).

Комплексные гидропередачи бывают с одноступенчатым реактивным аппаратом и с двухступенчатым реактивным аппаратом.

На фиг. 187 показана комплексная гидропередача с одним реактивным аппаратом, запроектированная в 1937—38 гг. для отечественного танка Т-28. Она состояла из колес насоса 5, турбины 4 и реактивного аппарата 6; блокировочного фрикциона 2 и двух муфт свободного хода 1 и 7. При большой нагрузке реактивный аппарат при помощи муфты свободного хода 7 удерживается неподвижно, гидропередача в этом случае работает по принципу гидротрансформатора. При уменьшении нагрузки направление момента, действующего на реактивный аппарат, изменяется, и он освобождается от неподвижной связи с картером и при помощи второй муфты свободного хода 1 соединяется с колесом турбины. В этом случае гидропередача работает по принципу гидромуфты. При значительном уменьшении нагрузки колесо турбины могло быть соединено при помощи блокировочного фрикциона с ведущим валом. В этом случае прямая передача крутящего момента от ведущего вала к ведомому осуществлялась без всяких потерь на трение и удары жидкости. Включение блокировочного фрикциона предполагалось осуществлять гидромотором 3.

Современные комплексные гидропередачи обычно не имеют второй муфты свободного хода для блокировки реактивного аппарата с турбиной. Поэтому при малых нагрузках турбины колесо реактивного аппарата свободно вращается в потоке рабочей жидкости. Однако на принцип работы комплексной передачи это влияния не оказывает.

На фиг. 188 показана внешняя характеристика комплексной гидропередачи с одноступенчатым реактивным аппаратом при работе ее на режимах гидромуфты и гидротрансформатора. Из этого рисунка видно преимущество такой комплексной гидропередачи по

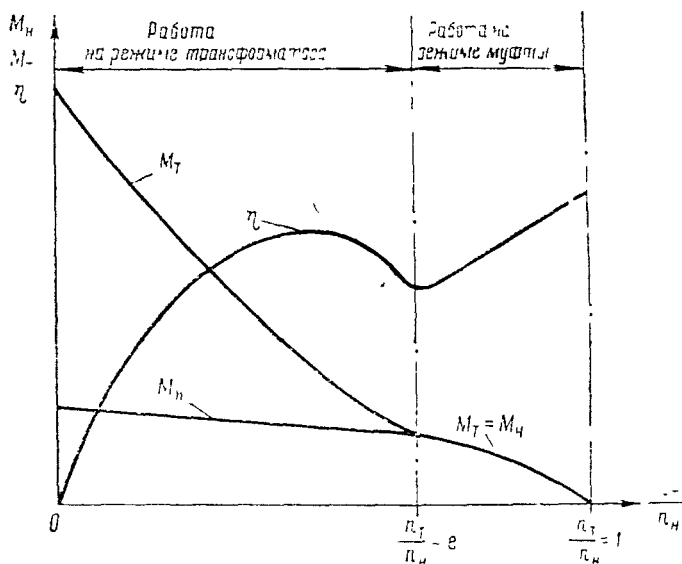


Фиг. 187.К комплексная гидropередача для танка Т-28

к.п.д. в сравнении с одноступенчатым гидротрансформатором при работе его на малых нагрузках (область между $\frac{n_T}{n_H} = e$ и $\frac{n_T}{n_H} = 1$).

На этой улучшенной внешней характеристике гидропередачи нежелательным является снижение (провал) кривой к.п.д. в области

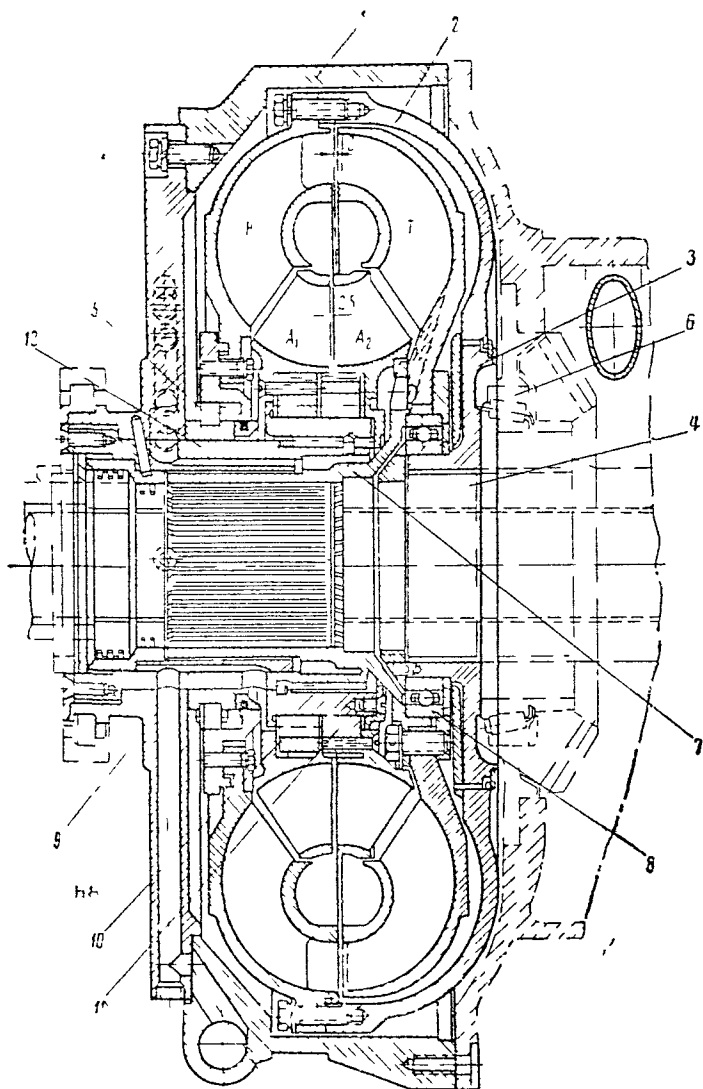
$$\frac{n_T}{n_H} = e.$$



Фиг. 188. Внешняя характеристика комплексной гидропередачи с одной ступенью в реактивном аппарате

Для исключения провала и повышения к.п.д. в данной области применяют комплексные гидропередачи с двумя реактивными аппаратами.

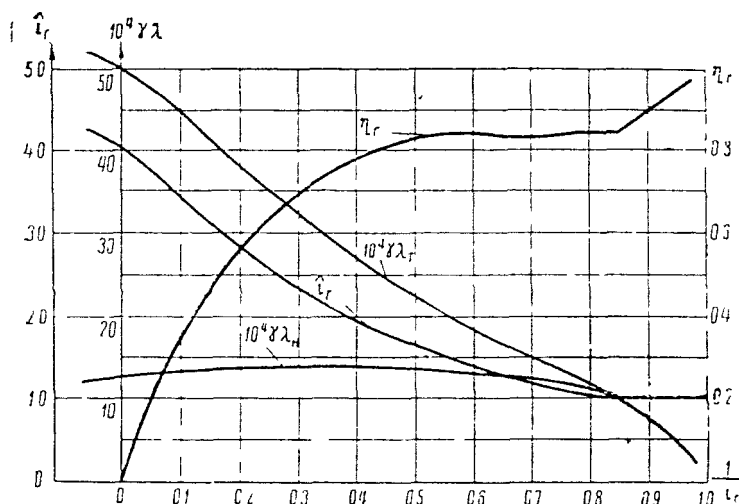
На фиг. 189 показана комплексная гидропередача «Аллисон», примененная в американских танках М46, М47 и др. Она предназначалась для передачи 580 л. с. при 2400 об/мин и имеет активный диаметр $D = 0,465$ м. Гидропередача состоит из колеса насоса H , колеса турбины T и двух колес реактивного аппарата A_1 и A_2 . Все перечисленные рабочие колеса передачи отлиты из алюминиевого сплава и лопатки их не подвергаются механической обработке. Гидропередача размещена в картере 1. Колесо насоса через кожух 2 укреплено на шлицах фланца 3, который закреплен на полом ведущем валу передачи 4. Опорами колеса насоса являются цилиндрический роликовый подшипник 5 и конический роликовый подшипник 6. Колесо турбины укреплено винтами к шлицевой ступице 7, сидящей на ведомом валу. Опорами колеса турбины являются шарико-



Фиг. 189. Комплексная гидropередача с двумя ступенями реактивного аппарата

вый подшипник 8 и подшипник скольжения 9. Реактивные аппараты A_1 и A_2 установлены на роликовых муфтах свободного хода 10 и 11. Муфты свободного хода закреплены на полый неподвижной оси 12, укрепленной в картере передачи. Муфта свободного хода состоит из наружного кольца, соединенного мелкими шлицами с колесом реактивного аппарата, внутреннего кольца (общего для обеих муфт свободного хода), роликов и пружин, предназначенных для обеспечения одновременности и мгновенности заклинивания роликов. Угол заклинивания роликов 7° . Передача имеет специальную систему охлаждения и подпитки.

Применение двух освобождающихся колес реактивного аппарата обеспечивает два режима максимального к.п.д. при работе на режиме гидротрансформатора (фиг. 190) и, кроме того, режим гидромуфты с к.п.д., приближающимся к единице.



Фиг. 190. Безразмерная характеристика комплексной гидropередачи с двумя ступенями в реактивном аппарате

На режиме гидромуфты оба колеса реактивного аппарата, увлекаемые потоком жидкости, вращаются свободно. При уменьшении $\frac{n_r}{n_n}$ до 0,84 колесо реактивного аппарата A_2 останавливается, другое же колесо реактивного аппарата A_1 продолжает свободно вращаться в потоке жидкости. При дальнейшем уменьшении $\frac{n_r}{n_n}$ до 0,65 останавливается и второе колесо реактивного аппарата. Как видно из безразмерной характеристики (см. фиг. 190), комп-

лексная гидропередача с двумя реактивными аппаратами обладает следующими показателями:

$$\begin{aligned} \hat{i}_{1 \max} &= 4; \\ \hat{d}_r &= \frac{\hat{i}_r'}{\hat{i}_r''} = \frac{\hat{i}_r'}{1} = \hat{i}_r' = 2,1; \\ d_r &= \frac{i_r'}{i_r''} \approx \frac{i_r'}{1} = i_r' = 2,8. \end{aligned}$$

Сравнивая эти величины с показателями гидротрансформаторов, можно заметить, что преимущество комплексной гидропередачи заключается в увеличении кинематического диапазона и более высоком среднем к.п.д. в рабочей зоне нагрузок.

§ 4. ВРЕДНЫЕ ЯВЛЕНИЯ, СОПУТСТВУЮЩИЕ РАБОТЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Гидравлические потери вызывают в гидропередаче выделение значительного количества тепла, нагревающего рабочую жидкость. Высокая температура может вызвать ускоренное изменение свойств рабочей жидкости и образование паров, что приведет к неполадкам в работе гидропередачи. Наибольшее выделение тепла имеет место в гидротрансформаторах, которые поэтому обычно снабжаются специальным радиатором для охлаждения рабочей жидкости.

В гидромуфтах при установившемся движении машины количество выделяющегося тепла незначительно, и чаще всего отвод тепла из гидромуфт обеспечивается непосредственно через их наружные поверхности. Для улучшения теплоотдачи наружную поверхность корпуса гидромуфт целесообразно делать ребристой.

Количество тепла, выделяющегося в гидропередаче, равно

$$Q = \frac{75 \cdot 3600}{427} N_n (1 - \eta_r) = 632 N_n (1 - \eta_n) \text{ [ккал час]}.$$

По этому количеству тепла производится тепловой расчет гидропередачи и определяются основные размеры радиатора для гидротрансформатора.

Система охлаждения гидротрансформатора должна обеспечить длительную работу с минимально допустимым к.п.д. без перегрева. Обычно работа гидротрансформатора при низких к.п.д. кратковременна, и поэтому его систему охлаждения рассчитывают на длительную работу с $\eta_n = 0,75$.

Специальными исследованиями установлено, что наблюдающиеся при эксплуатации разрушения поверхностей органов гидроагрегатов вызываются явлениями кавитации, эрозии, коррозии и электролитическим действием рабочей жидкости.

Кавитацией называется явление выделения из рабочей жидкости пара и газа в некоторых местах гидроагрегата вследствие снижения давления в этих местах до значений, при которых наступает процесс парообразования жидкости при данной температуре.

Понижение давления в потоке рабочей жидкости гидроагрегата имеет место в областях с повышенными относительными скоростями течения и в областях, где наблюдаются значительные вихреобразования и отрыв потока от стенок.

Вредные последствия кавитации — разъедание внутренних поверхностей стенок рабочих органов гидроагрегата и снижение к.п.д. гидроагрегата, вызываемое дополнительными потерями энергии и уменьшением фактических проходных сечений.

При выборе числа лопаток рабочих колес необходимо иметь в виду, что с уменьшением числа лопаток может появляться кавитация. Явление кавитации может быть устранено повышением давления подпитки.

Повреждение поверхностей рабочих органов гидроагрегатов вызывается также вредным электролитическим действием и явлениями эрозии и коррозии. Электролитическое действие зависит, в основном, от качества рабочей жидкости. Под явлением эрозии понимается разрушение поверхностей рабочих частей агрегата вследствие чисто механических повреждений.

Химическое (окисляющее) действие кислорода, вызывающее разрушение поверхностей, называется коррозией. Наиболее стойким металлом против разъедания (коррозии и эрозии) является сталь, содержащая хром и никель.

Для уменьшения этих вредных явлений большое значение имеет правильный выбор рабочей жидкости гидропередачи.

Требования к рабочей жидкости гидропередачи. Необходимо, чтобы жидкость, предназначенная для гидропередач, хорошо работала в широком диапазоне давлений, скоростей и температур, свойственных гидропередачам. Для этого она должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Не выделять паров и газов при рабочих температурах.
2. Не содержать, не поглощать и не выделять воздух в значительном количестве и не вызывать пенообразование.

Применение в качестве рабочей жидкости масел, содержащих мылообразующие жиры, не допускается, так как такие масла быстро окисляются и мутнеют. Кроме того, они обладают склонностью к эмульсированию (образованию смеси масла со взвешенными пузырьками воды и пузырьками воздуха) и образованию пены, особенно при повышенных скоростях протекания. При пенообразовании уменьшается способность гидропередачи к передаче крутящего момента.

3. В пределах всего рабочего диапазона температур и давлений обладать хорошей смазывающей способностью и иметь высокую

прочности пленки, что позволит использовать ее и для смазки шестерен и подшипников.

4. Не вызывать коррозии и, наоборот, предохранять детали гидропередачи от нее, а также сопротивляться окислению и не давать отложений.

5. Не терять подвижности при работе гидропередачи в условиях низких температур, т. е. характеристика вязкости должна быть возможно более стабильной.

6. Не быть чрезмерно вязкой, ибо чрезмерная вязкость вызывает повышенные гидравлические потери при циркуляции масла в рабочих каналах. Рекомендуют для применения в гидропередачах жидкости с вязкостью в пределах 1,2—4,0°Е при 50°С.

До некоторой степени удовлетворяют требованиям, предъявляемым к рабочим жидкостям, минеральные масла: 12 (веретенное 2), 4 (веретенное 3), 20В (веретенное 3В), турбинное масло Л и трансформаторное масло. Может быть также применено в случае необходимости дизельное топливо и соляровое масло.

§ 5. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Гидромеханическая коробка передач состоит из гидродинамической передачи (трансформатора или комплексной гидропередачи) и механического (обычно планетарного) редуктора на 3—4 ступени. Она выполняет все назначения, перечисленные в главе 8 применительно к механической коробке передач. Общий диапазон гидромеханической коробки передач включает диапазон плавного и автоматического изменения передаточного числа гидротрансформатором и ступенчатый диапазон механического редуктора.

В зависимости от способа соединения гидропередачи с редуктором все гидромеханические коробки передач делятся на:

1) последовательные, в которых энергия двигателя проходит последовательно через гидропередачу и механический редуктор;

2) параллельные, в которых энергия двигателя проходит параллельными потоками через гидравлическую и механическую передачи одновременно;

3) комбинированные, или последовательно-параллельные, в которых энергия двигателя в зависимости от режима работы передается либо последовательно, либо параллельно через гидропередачу и механические передачи.

Планетарные редукторы подробно рассмотрены в главе 9, поэтому в этом параграфе основное внимание уделяется условиям совместной работы гидропередачи и ступенчатого редуктора при различных способах соединения.

1. Гидромеханические коробки передач с последовательным соединением агрегатов

При последовательном соединении агрегатов (фиг. 191) гидротрансформатор устанавливают перед ступенчатым редуктором с

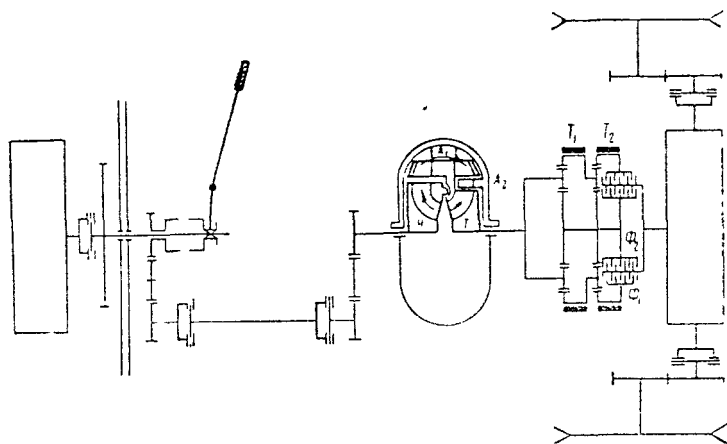
тем, чтобы обеспечить более благоприятные условия работы двигателя и гидротрансформатора. Вся мощность двигателя последовательно проходит через оба агрегата, в связи с чем к.п.д. и передаточное число гидромеханической коробки определяются соответствующими произведениями:

$$i_{гм} = i_{г} i_{р},$$

$$\hat{i}_{гм} = \hat{i}_{г} \hat{i}_{р} = \hat{i}_{г} i_{р} \gamma_{п},$$

$$\gamma_{гм} = \gamma_{г} \gamma_{р}.$$

Расчет подобной гидромеханической коробки передач сводится к определению активного диаметра гидropередачи, подсчету передаточных чисел редуктора и построению характеристики совместной работы двигателя и гидромеханической коробки передач.



Фиг. 191. Схема гидромеханической коробки передач танка М-26 с последовательным расположением агрегатов

Определение активного диаметра гидротрансформатора. При эскизном прсектировании активный диаметр гидротрансформатора определяется методом подобия при выполнении условий подобия, отмеченных в расчете гидромуфт. Основой для решения задачи является безразмерная характеристика (фиг. 192), полученная при испытаниях подобных трансформаторов — прототипов, и формула (123) момента для насоса и турбины:

$$M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D^5;$$

$$M_r = \gamma \lambda_r n_r^2 D^5.$$

Первоначально активный диаметр определяют так, чтобы при работе двигателя в режиме максимальной мощности (n_N и M_N) к.п.д. гидротрансформатора был бы максимальным ($\lambda_n = \lambda_{n_N}$).

При непосредственной связи двигателя с насосом

$$M_n = M_N; \quad n_n = n_N,$$

тогда

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_N}{\gamma \lambda_{n\tau} n_N^2}} \quad [\text{м}], \quad (129)$$

где M_N — свободный крутящий момент двигателя в режиме максимальной мощности, кгм;

n_N — число оборотов коленчатого вала в минуту;

$\lambda_{n\tau}$ — коэффициент момента насоса при максимальном к. п. д. гидротрансформатора (из безразмерной характеристики, см. фиг. 192);

γ — удельный вес рабочей жидкости, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Если между двигателем и гидротрансформатором имеется редуктор с передаточным числом i_p , то

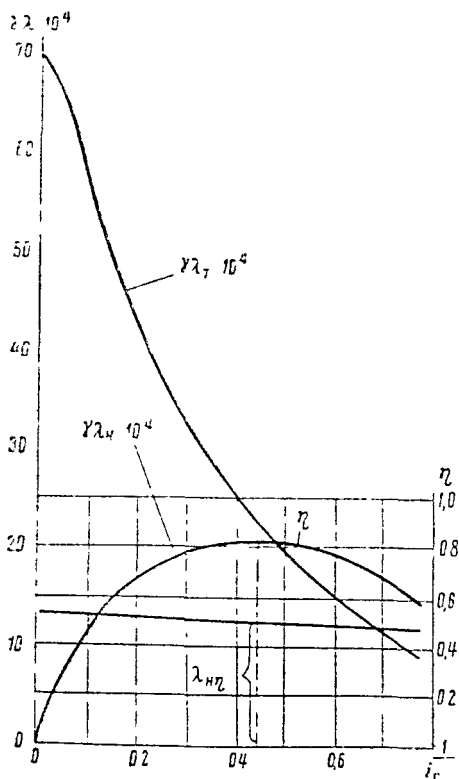
$$M_n = M_N i_p; \quad n_n = \frac{n_N}{i_p};$$

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_N i_p^3}{\gamma \lambda_{n\tau} n_N^2}}, \quad [\text{м}]. \quad (130)$$

После предварительного подсчета активного диаметра указанным методом проверяют, в каком режиме будет работать двигатель при трогании с места, когда $n_\tau = 0$ и $\lambda_n = \lambda_{n0}$. Для проверки на скоростную характеристику двигателя (фиг. 193) наносят параболу входной характеристики гидротрансформатора:

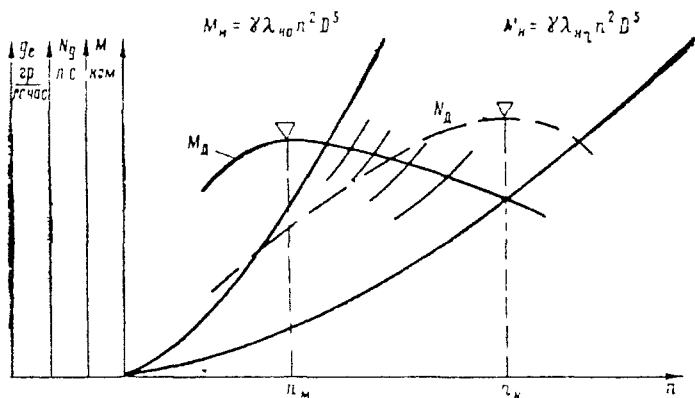
$$M_n = \gamma \lambda_{n0} n^3 D^5.$$

Для получения наибольшей силы тяги при трогании танка с места желательно; чтобы входная характеристика M_n пересекалась с кривой крутящего момента двигателя M_d в точке ее максимума. Если эта цель не достигну-

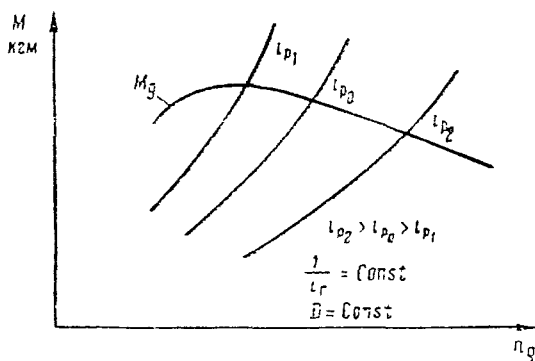


Фиг. 192. Безразмерная характеристика гидротрансформатора

та, можно сдвинуть входные характеристики, изменив в небольших пределах активный диаметр D или передаточное число промежуточного редуктора (фиг. 194), если таковой имеется. Иногда диа-



Фиг. 193. Скоростная характеристика двигателя с характеристиками моментов гидротрансформатора



Фиг. 194. Влияние передаточного числа промежуточного редуктора на положение точек совместной работы двигателя с гидротрансформатором

метр трансформатора несколько увеличивают для того, чтобы сдвинуть точки совместной работы двигателя с трансформатором левее максимума мощности двигателя, ближе к минимуму удельного расхода топлива.

Аналогично определяется и активный диаметр комплексной передачи, но ввиду ее высокого к.п.д. на малых нагрузках целесообразно сдвигать расчетную точку на безразмерной характеристике (см. фиг. 190) правее максимума к.п.д. основной характеристики.

Подсчет передаточных чисел механического редуктора. Определив из тягового расчета танка диапазон трансмиссии d и зная рабочий силовой диапазон d_i гидропередачи, подсчитывают диапазон редуктора

$$d_{\text{ред}} = \frac{d}{d_i}.$$

Передаточное число редуктора на низшей передаче i_{pl} определяют из условия получения максимальной удельной силы тяги по двигателю f_{1m} (порядка $0,6 \div 0,65$) при работе двигателя в режиме максимальной мощности и удовлетворительном к. п. д. гидропередачи по формуле

$$i_{\text{pl}} = \frac{f_{1m} R_{\text{вк}} G}{M_{1\lambda} \hat{i}_i' i_{0\text{п}} \tau}, \quad (131)$$

где $R_{\text{вк}}$ — радиус ведущего колеса, м;

G — вес танка, кг;

$M_{1\lambda}$ — свободный крутящий момент двигателя при работе его в режиме максимальной мощности, кг·м;

\hat{i}_i' — наибольшее силовое передаточное число гидропередачи в пределах удовлетворительного к. п. д. (0,75);

$i_{0\text{п}}$ — передаточное число бортовой передачи;

τ — к. п. д. редуктора, бортовой передачи и ходовой части танка.

Если число ступеней редуктора выбрано равным 2, то передаточное число второй ступени

$$i_{\text{pII}} = \frac{i_{\text{pl}}}{d_{\text{ред}}}.$$

Если число ступеней равно трем, а это является для танков с малой удельной мощностью более желательным, то

$$i_{\text{pII}} = \frac{i_{\text{pl}}}{d_{\text{ред}}} \quad \text{и} \quad i_{\text{pIII}} = \frac{i_{\text{pl}}}{d_{\text{ред}}}.$$

Построение характеристики совместной работы двигателя с гидропередачей требуется для дальнейшего построения тяговой характеристики танка. Для построения этой характеристики нужно располагать кривой свободного крутящего момента двигателя, безразмерной характеристикой трансформатора, определить диаметр D и знать формулу (123).

Порядок построения характеристики гидротрансформатора при совместной работе с двигателем следующий:

1) По исходной характеристике гидротрансформатора определяют γ_{λ_n} для ряда значений $\frac{1}{i_r}$ (например, для $\frac{1}{i_r} = 0, 0,1, 0,2$ и т. д.).

2) Подставляя полученные значения γ_{λ_n} в формулу (123) получают ряд парабол, представляющих "входные" характеристики гидротрансформатора:

$$M_n = (\gamma_{\lambda_n})_i n_i^2 D^5 = c_i n_i^2.$$

3) Задавшись текущими значениями n_n , наносят эти параболы на график $M_d = f(n_d)$ (см. фиг. 193). Точки пересечения входных характеристик с кривой момента двигателя определяют режим совместной работы двигателя и гидротрансформатора при заданных значениях $\frac{1}{i_r} = 0, 0,1, 0,2$ и т. д. Эти значения M_d и n_d заносятся в таблицу.

Таблица 21

$\frac{1}{i_r}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$M_d (M_n), \text{ кг.м}$											
$n_d (n_n), \text{ об. мин}$											
\wedge i_r											
$M_T, \text{ кг.м}$											
$n_T, \text{ об./мин}$											
γ_T											

4) На основании исходной характеристики в табл. 21 заносят значения $\wedge i_r$ и коэффициенты полезного действия γ_T .

5) Момент и обороты турбины легко определяются по формулам:

$$M_T = \wedge i_r M_d \quad \text{и} \quad n_T = n_d \frac{1}{i_r}.$$

Характеристика гидротрансформатора при совместной работе с двигателем строится по значениям табл. 21, как функция величин M_d, M_n, n_n, γ_T от n_T или же от $\frac{n_T}{n_n} = \frac{1}{i_r}$ и служит исходной для дальнейшего тягового расчета машины.

2. Гидромеханические коробки передач с параллельным соединением агрегатов

Гидромеханические коробки передач с параллельными потоками мощности появились в результате стремления использовать положительные качества механических передач, их высокий к.п.д. и автоматичность изменения силового передаточного числа гидropердач. В связи с тем, что только часть энергии двигателя проходит через гидротрансформатор, в таких гидромеханических трансмиссиях может быть получен к.п.д. более высокий, чем в гидромеханических трансмиссиях с последовательно работающей гидropердачей. Однако при улучшении одного какого-нибудь параметра этой трансмиссии соответственно снижаются значения других параметров: при улучшении за счет разветвления мощности двигателя к.п.д. коробки передач одновременно снижаются диапазоны изменения кинематического и силового передаточных чисел. Возможны также схемы параллельных гидромеханических коробок передач с пониженным к.п.д., но с увеличенным диапазоном за счет циркуляции мощности в трансмиссии. При применении гидромеханической коробки передач, выполненной по такой схеме, машина в момент трогания сможет развить более высокое тяговое усилие, чем машина, имеющая гидромеханическую коробку передач с последовательно включенным гидротрансформатором или с параллельно включенным, но без циркуляции мощности.

Характерной конструктивной особенностью гидромеханических коробок передач с параллельными потоками энергии является наличие механизмов с двумя степенями свободы, например планетарного ряда — дифференциала с одновременно вращающимися тремя основными звеньями (солнечной шестерней, эпициклической шестерней и водилом).

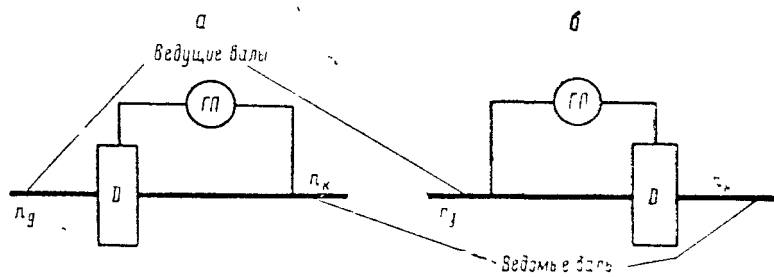
Соотношение между потоками энергии, передаваемыми через механическую и гидравлическую передачи, зависит от схемы гидромеханической коробки передач, от кинематических параметров планетарного или иного дифференциального механизма и от свойств гидropердачи.

Параллельные (или дифференциальные) схемы могут быть с двумя, тремя и более потоками энергии. Однако параллельные схемы с тремя и более потоками энергии вряд ли найдут применение в гусеничных машинах.

Двухпоточные дифференциальные гидромеханические коробки передач могут быть с дифференциалом на входе и с дифференциалом на выходе (фиг. 195).

Количество возможных вариантов сочетаний гидротрансформатора с планетарно-дифференциальным механизмом в трансмиссии с параллельными потоками весьма значительно, в частности, только при применении в качестве планетарно-дифференциального механизма элементарного планетарного ряда с внешне-внутренним за-

цеплением возможны 24 схемы дифференциальных гидромеханических коробок передач, из которых успешно может быть использована только часть.



Фиг. 195. Условные схемы гидромеханических коробок передач с дифференциалом на входе и выходе

3. Оценочные параметры гидромеханических коробок передач

Для исследования и оценки схем гидромеханических коробок передач установлены следующие оценочные показатели (параметры):

Кинематическое и силовое передаточные числа i , равные соответственно

$$i_{dk} = \frac{\omega_d}{\omega_k} \quad \text{и} \quad i_{dk} = \frac{M_d}{M_k},$$

где ω_d и ω_k — соответственно угловые скорости ведущего и ведомого валов гидромеханической коробки передач;

M_d и M_k — соответственно крутящие моменты ведущего и ведомого валов гидромеханической коробки передач.

По кинематическому передаточному числу трансмиссии определяется скорость движения машины, а по силовому — удельная сила тяги.

Диапазон изменения кинематического и силового передаточных чисел. Эти важные оценочные показатели определяются достаточно просто:

$$d_i = \frac{i_{dk(\max)}}{i_{dk(\min)}} \quad \text{и} \quad \hat{d}_i = \frac{i_{dk(\max)}}{i_{dk(\min)}}.$$

Диапазон изменения крутящего момента на ведомом валу коробки передач, зависит от приспособляемости двигателя к изменению нагрузки на валу двигателя и от диапазона силовых передаточных чисел гидромеханической коробки передач.

* В некоторых опубликованных работах по гидромеханическим трансмиссиям i_{dk} и i_{dk} называются передаточными отношениями

В общем случае диапазон изменения крутящего момента на ведомом валу коробки передач равен

$$d_k = \frac{M_{k \max}}{M_{k \min}},$$

где

$$M_{k \max} = M_{\lambda' \max} \cdot i_{\lambda k \max}$$

и

$$M_{k \min} = M_{\lambda' \min} \cdot i_{\lambda k \min}.$$

В связи с этим

$$d_k = d_i k_z,$$

где $k_z = \frac{M_{\lambda' \max}}{M_{\lambda' \min}}$ — коэффициент нагрузки двигателя.

Коэффициент неприиспособляемости гидромеханической коробки передач, характеризует степень изменения крутящего момента на ведущем валу при изменении крутящего момента на ведомом валу гидромеханической коробки передач. Коэффициентом неприиспособляемости гидромеханической коробки передач называется отношение крутящих моментов, которыми нагружен ведущий вал, вращаясь с постоянным числом оборотов, при максимальном и минимальном передаточных числах гидропередачи, т. е.

$$\varepsilon_k = \left[\frac{M_{\lambda \max}}{M_{\lambda \min}} \right] \text{ при } n_{\lambda} = \text{const}.$$

Коэффициент неприиспособляемости характеризует свойство гидромеханической коробки передач приспособляться к изменению нагрузки на ведомом валу.

Допустимое значение коэффициента неприиспособляемости гидромеханической коробки передач, предназначенной для работы с двигателем, имеющим коэффициент приспособляемости k , определяется выражением

$$\varepsilon = k \left(\frac{n_{\lambda}}{n_{\mu}} \right)^2,$$

где n_{λ} — число оборотов двигателя при максимальной мощности;
 n_{μ} — число оборотов двигателя при максимальном крутящем моменте.

При правильном подборе гидромеханической коробки передач $\varepsilon_{\nu} \approx \varepsilon$, но $\varepsilon_k > \varepsilon$.

Коэффициент нагрузки гидротрансформатора β , представляет собой отношение мощности, передающейся через гидротрансформатор, к мощности, подведенной к коробке передач, т. е.

$$\beta = \frac{N_{\mu}}{N_{\lambda}}.$$

Если $\beta < 1$, то через трансформатор проходит мощность, меньшая мощности, подведенной к гидромеханической коробке передач; к. п. д. такой коробки передач будет больше к. п. д. гидротрансформатора.

Если $\beta > 1$, то через трансформатор будет циркулировать мощность, превышающая подведенную; к. п. д. коробки передач будет меньше к. п. д. гидротрансформатора.

При $\beta > 0$ мощность подводится к насосу и отводится от турбины. Когда $\beta < 0$, мощность подводится к турбине.

По характеру изменения коэффициента нагрузки гидротрансформатора можно судить об изменениях передаточных чисел. Если в определенных пределах режима работы коробки передач резко изменяется коэффициент нагрузки трансформатора, то и в этих пределах резко изменяются и передаточные числа коробки передач.

Кроме того, величина β определяет в данной схеме размеры гидротрансформатора.

Коэффициент полезного действия гидромеханической коробки передач есть отношение мощности, снимаемой с ведомого вала k , к мощности, подведенной к ведущему валу d , т. е.

$$\eta_{dk} = \frac{N_k}{N_d},$$

где

$$N_k = N_d - N_n,$$

N_n — мощность, потерянная в гидромеханической коробке передач.

Тогда

$$\eta_{dk} = 1 - \frac{N_n}{N_d}.$$

Пренебрегая потерями (так как они малы по сравнению с потерями в гидротрансформаторе) в механической части гидромеханической коробки передач, в том числе и в соединительном планетарном ряду, можно считать, что

$$N_n \approx N_n - N_t,$$

где N_n — мощность, подведенная к насосу гидротрансформатора; N_t — мощность, снимаемая с вала турбины гидротрансформатора.

Отсюда окончательное выражение для к. п. д. гидромеханической коробки передач примет следующий вид:

$$\eta_{dk} = 1 - \beta(1 - \eta_n), \quad (132)$$

где η_n — к. п. д. гидротрансформатора;

β — коэффициент нагрузки гидротрансформатора.

Из этой формулы следует, что при $\beta=0$, $\eta_{\text{дк}}=1$. Это соответствует случаю заблокированного гидротрансформатора, т. е. случаю, когда вся мощность передается механическим путем.

При $\beta=1$, $\eta_{\text{дк}}=\eta_{\text{г}}$. В этом случае мощность, проходящая через трансформатор, равна мощности, подведенной к коробке передач, т. е.

$$N_{\text{н}} = N_{\text{з}}.$$

При $\beta > 1$ имеет место циркуляция мощности в замкнутом силовом контуре, в который включен гидротрансформатор. В этом случае к. п. д. гидромеханической коробки передач будет меньше к. п. д. гидротрансформатора, т. е. $\eta_{\text{дк}} < \eta_{\text{г}}$.

Когда $\beta < 1$, к. п. д. гидромеханической (дифференциальной) коробки передач будет выше к. п. д. гидротрансформатора, т. е. $\eta_{\text{дк}} > \eta_{\text{г}}$.

Следовательно, чтобы иметь высокий к. п. д. гидромеханической трансмиссии, необходимо добиваться малого значения коэффициента нагрузки гидротрансформатора. Однако с уменьшением коэффициента нагрузки гидротрансформатора уменьшается также и диапазон передаточных чисел, осуществляемых в дифференциальной гидромеханической коробке передач.

Рассмотренные оценочные параметры дают возможность установить целесообразность и применимость выбранной схемы гидромеханической коробки передач к заданной машине.

Рассмотрим на примере наиболее характерных схем методику определения оценочных параметров дифференциальной гидромеханической коробки передач.

Схема с разветвлением потоков мощности.

На фиг. 196 представлена одна из схем дифференциальной гидромеханической коробки передач с планетарно-дифференциальным механизмом на выходе с разветвлением потоков мощности.

1. Кинематическое передаточное число дифференциальной гидромеханической коробки передач может быть определено с помощью уравнения кинематики элементарного планетарного ряда с внешне-внутренним зацеплением:

$$n_1 = n_{01}(1 + k) - n_1'k.$$

Обозначив:

n_1 — число оборотов в минуту ведущего вала коробки передач;

n_k — число оборотов в минуту ведомого вала коробки передач;

$k = \frac{z_1'}{z_1}$ — характеристику планетарного ряда,

получим

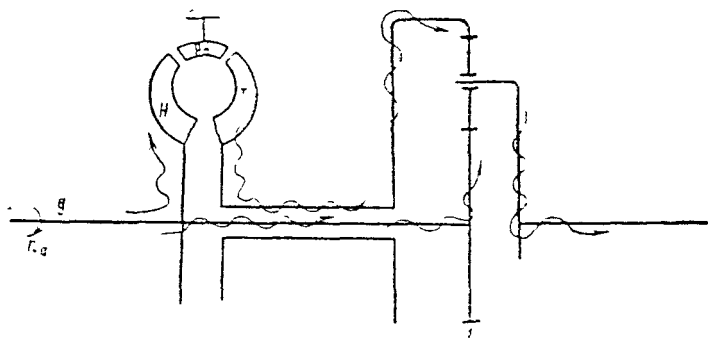
$$n_1 = n_{01}(1 + k) - n_1'k.$$

Приняв во внимание, что

$$n_n = n_d; \quad n_r = \frac{n_n}{i_r} = \frac{n_d}{i_r}; \quad n_1' = n_r,$$

получим

$$n_d = n_k (1 + k) - \frac{n_d}{i_r} k.$$



Фиг. 196. Схема гидромеханической коробки передач с разветвлением потоков мощности

Отсюда кинематическое передаточное число этой гидромеханической коробки передач определяется следующим выражением:

$$i_{dk} = \frac{n_d}{n_k} = \frac{1 + k}{1 + \frac{k}{i_r}}.$$

Исследуем это выражение:

$$\text{при } k=2 \text{ и } i_r=4, \quad i_{dk}=2,$$

$$\text{при } k=2 \text{ и } i_r=8, \quad i_{dk}=2,4,$$

$$d_r=2; \quad d_{dk}=1,2.$$

Из этого следует, что кинематическое передаточное число и диапазон кинематических передаточных чисел двухпоточной гидромеханической коробки передач с разветвлением потоков мощности меньше, чем у гидротрансформатора, входящего в ее состав.

2. Силовое передаточное число определяется выражением (см. фиг. 196)

$$\hat{i}_{dk} = \frac{M_k}{M_d} = \frac{M_1 (1 + k)}{M_1 \left(1 + \frac{k}{\hat{i}_r} \right)},$$

где M_1 — момент, приложенный к солнечной шестерне;

M_d — момент, приложенный к ведущему валу;

M_k — момент, приложенный к ведомому валу.

В связи с этим окончательно имеем

$$i_{dk} = \frac{1 - k}{1 - \frac{k}{i_r}}.$$

По аналогии с предыдущим исследованием можно заметить, что силовое передаточное число и диапазон силовых передаточных чисел двухпоточной гидромеханической коробки передач с разветвлением потоков мощности меньше, чем у гидротрансформатора, входящего в ее состав.

3. Коэффициент нагрузки гидротрансформатора равен

$$\beta = \frac{N_n}{N_1} = \frac{M_n}{M_1},$$

так как $\omega_n = \omega_1$.

Момент на ведущем валу равен

$$M_1 = M_1 - M_n = M_n \left(\frac{i_1}{k} + 1 \right),$$

где M_n — момент, подводимый к насосу.

Таким образом, коэффициент нагрузки гидротрансформатора гидромеханической коробки передач рассматриваемой схемы равен

$$\beta = \frac{k}{k - i_r}.$$

Из этой формулы видно, что гидротрансформатор в подобной коробке передач нагружен меньшей мощностью по сравнению с мощностью, подводимой к коробке передач.

4. Коэффициент полезного действия гидромеханической коробки передач определяется по ранее выведенной формуле (132)

$$\eta_{dk} = 1 - \beta(1 - \eta_r).$$

При $\beta = 0,445$ и $\eta_r = 0,82$ $\eta_{dk} = 0,92$.

Таким образом, к.п.д. двухпоточной гидромеханической коробки передач с разветвлением потоков мощности выше к.п.д. гидротрансформатора.

Схема с циркуляцией мощности. На рис. 197 представлена двухпоточная гидромеханическая коробка передач с циркуляцией мощности (через гидротрансформатор). Не повторяя ме-

тодике определения оценочных параметров, ограничимся конечными результатами:

1) Кинематическое передаточное число

$$i_{\text{дк}} = \frac{k i_r}{1 + k - i_r}.$$

Исследуем это выражение:

при $k = 2$ и $i_r = 2$, $i_{\text{дк}} = 4$;

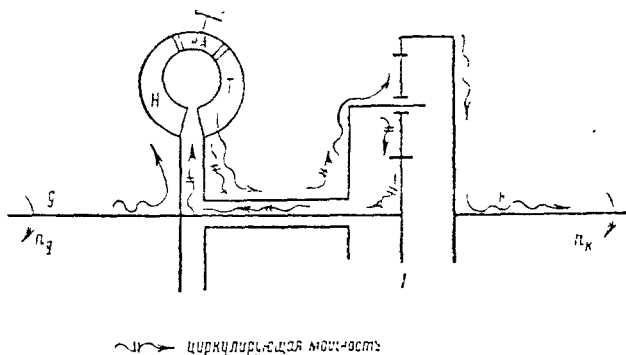
при $k = 2$ и $i_r = 2.5$, $i_{\text{дк}} = 10$.

Отсюда следует, что:

— диапазон передаточных чисел гидротрансформатора равен 1,25,

— диапазон передаточных чисел коробки передач равен 2,5.

Таким образом, кинематическое передаточное число и диапазон двухпоточной гидромеханической коробки передач с циркуляцией мощности больше, чем у гидротрансформатора, входящего в ее состав.



Фиг. 197. Схема гидромеханической коробки передач с циркуляцией мощности

2) Силовое передаточное число

$$\hat{i}_{\text{дк}} = \frac{k \hat{i}_r}{1 + k - \hat{i}_r}.$$

Из этого выражения видно, что и силовое передаточное число (как и силовой диапазон) подобной гидромеханической коробки передач больше, чем у гидротрансформатора, входящего в ее состав.

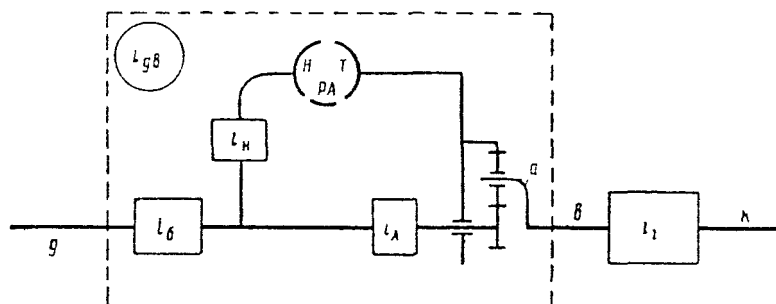
3) Коэффициент нагрузки гидротрансформатора

$$\beta = \frac{N_n}{N_d} = \frac{M_n}{M_d} = \frac{1 + k}{1 + k - \hat{i}_r}.$$

также к солнечной шестерне через зубчатую передачу с передаточным числом i_A .

На выходе этой коробки передач имеются два редуктора: один планетарный на две ступени переднего хода 2 и второй, также планетарный, для получения заднего хода 3.

При замедленной передаче переднего хода включен тормоз T_m . Быстрая передача переднего хода осуществляется включением блокировочного фрикциона Φ_6 . Задний ход осуществляется включением тормоза T_{3x} .



Фиг. 199 Расчетная схема дифференциальной гидромеханической коробки передач с механическими редукторами в силовых цепях

Для кинематического исследования удобно заменить предыдущую схему более простой, приведенной на фиг. 199. На этой схеме под механизмом с передаточным числом i_i подразумевается механический редуктор с переменными передаточными числами, дающий возможность получить две передачи для движения вперед и одну — назад.

Фактически рассматриваемая передача состоит из двух последовательно соединенных механизмов: двухпоточной гидромеханической коробки передач и механического редуктора. При этом применена гидромеханическая коробка передач с суммирующим планетарным механизмом на выходе.

В связи с этим кинематическое передаточное число всей коробки передач определяется выражением

$$i_{дк} = i_{дп} i_i,$$

где $i_{дп}$ — кинематическое передаточное число гидромеханической коробки передач;

i_i — передаточное число механического редуктора.

Передаточное число механического редуктора (см. фиг. 198):

на замедленной передаче переднего хода $i_i = (1 + k_2)$;

на быстрой передаче переднего хода $i_i = 1$;

на передаче заднего хода $i_i = -k_3$.

Для определения передаточного числа $i_{дв}$ применим уравнение кинематики дифференциальной планетарной передачи к суммирующему планетарному ряду 1

$$n_1 = n_{01}(1 + k_1) - n'_1 k_1.$$

Числа оборотов центральных звеньев планетарного ряда выразим через число оборотов n_d ведущего вала. Из схемы (см. фиг. 198) видно, что все три центральных элемента ряда вращаются в одном направлении, поэтому

$$n_{01} = \frac{n_1}{i_{1в}};$$

$$n_1 = \frac{n_1}{i_0 i_A},$$

$$n'_1 = \frac{n_d}{i_6 i_n i_r}.$$

Подставляя найденные числа оборотов в уравнение кинематики найдем искомое передаточное число

$$i_{дв} = \frac{n_d}{n_в} = \frac{i_6 i_A i_n i_r (1 + k_1)}{i_n i_r + i_A k_1}.$$

Начальная точка рабочего режима гидротрансформатора может быть определена если положить $\frac{1}{i_{дв}} = 0$. Тогда

$$\frac{1}{i_{дв}} = \frac{i_n i_1 + i_A k_1}{i_6 i_A i_n i_r (1 + k_1)} = 0,$$

откуда

$$\frac{1}{i_r} = - \frac{i_n}{i_A k_1}.$$

Таким образом, в начале работы гидромеханической коробки передач турбина вращается в обратную сторону.

Силовое передаточное число определим для гидромеханической коробки передач и механического редуктора. Это удобнее всего осуществить по расчлененной схеме, на которой показаны моменты, приложенные к отдельным ее звеньям (фиг. 200). Подробно этот вопрос рассмотрим на примере замедленной передачи переднего хода, для остальных же передач приведем только конечные результаты

Из фиг. 200 следует, что

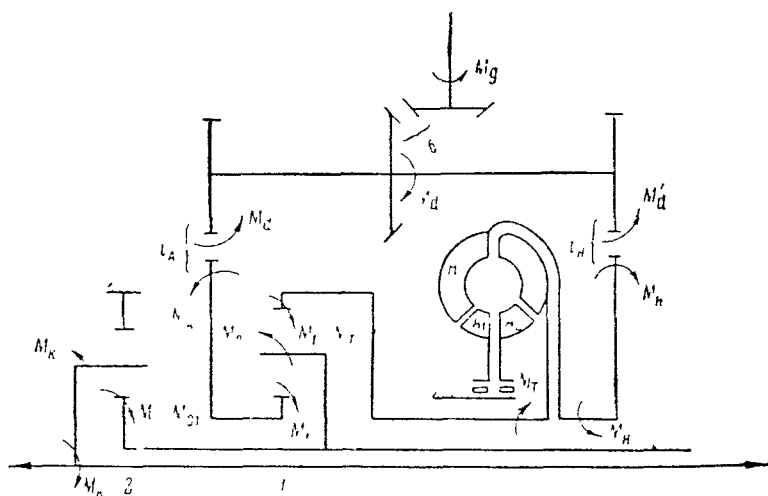
$$\hat{i}_r = \frac{M_r}{M_n}, \quad \hat{i}_n = \frac{M_n}{M_d'}, \quad \hat{i}_A = \frac{M_A}{M_d''} \quad \text{и} \quad i_6 = \frac{M_d}{M_A}.$$

Из условия равновесия отдельных элементов находим выражение для силового передаточного числа рассматриваемой коробки передач на замедленной передаче.

$$i_{дк} = \frac{M_k}{M_A} = \frac{M_2(1 - k_2)}{\frac{M_d}{i_6}} = \frac{M \frac{1 - k}{k_1} (1 - k_2) i_6}{\frac{M_i}{i_1} - \frac{M_A}{i_A}}.$$

Откуда окончательно

$$\hat{i}_{дк(н)} = \frac{i_6 i_A i_H \hat{i}_1 (1 - k_1) (1 + k_2)}{i_H i_r - i_A k_1}.$$



Фиг. 200 Расчетная схема дифференциальной гидромеханической коробки передач с механическими редукторами в силовых цепях

Аналогично для быстрой ступени передачи переднего хода

$$\hat{i}_{дк(б)} = \frac{i_6 i_A i_H \hat{i}_r (1 + k_1)}{i_H \hat{i}_r + i_A k_1}$$

и заднего хода

$$\hat{i}_{дк(з)} = - \frac{i_6 i_A i_H \hat{i}_r (1 + k_1) k_3}{i_H \hat{i}_r + i_A k_1}.$$

Коэффициент нагрузки гидротрансформатора этой гидромеханической коробки передач равен (см. фиг. 200):

$$\beta = \frac{N_n}{N_d} = \frac{M_n n_n}{M_d n_d} = \frac{M_n}{\left(\frac{M_n}{i_n} + \frac{M_r}{i_A k_1} \right) i_n}.$$

Окончательно

$$\beta = \frac{i_A k_1}{i_A k_1 + i_r i_n}.$$

Данное уравнение справедливо для всех передач, так как на величину β положение включенных элементов механического редуктора, поставленного на выходе, не влияет.

В заключение укажем следующее:

1. Введение двойного редуктора на входе (с передаточными числами i_A и i_n) увеличивает силовой диапазон коробки передач, если величина параметра $\frac{i_n}{i_A} = a$ меньше единицы.

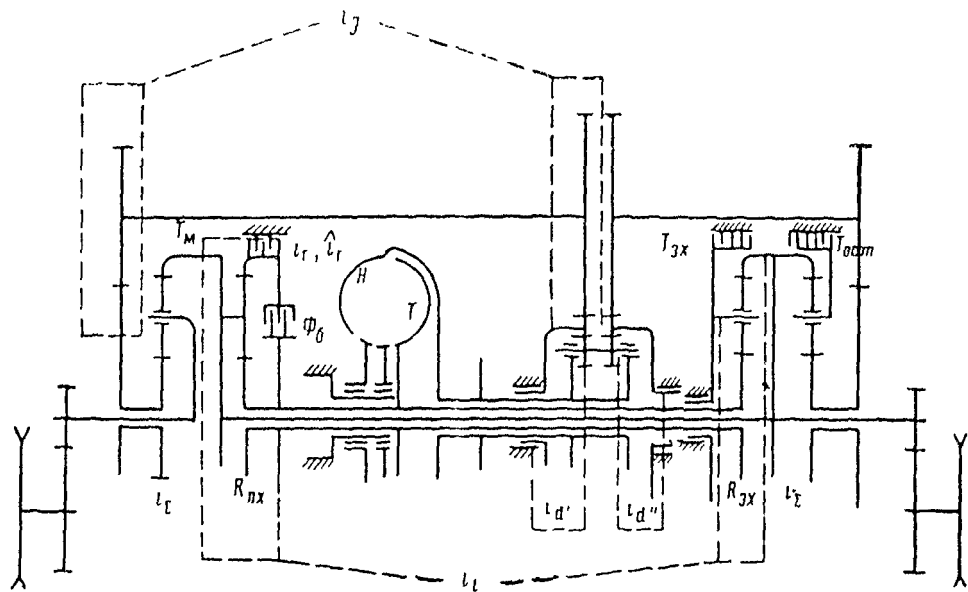
2. Изменяя параметр $\frac{i_n}{i_A} = a$ можно получить коэффициент непригодности коробки передач, равный 1.

§ 6. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАЧ И ПОВОРОТА С ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ

Принципиальная особенность этого класса гидромеханических трансмиссий заключается в наличии механизма поворота с двойным подводом мощности, причем один подвод осуществляется через гидродинамическую передачу. Это, в первую очередь, влияет на поворот танка, так как радиус поворота зависит от передаточного числа гидропередачи, а последнее автоматически меняется с изменением сопротивления движению машины.

При прямолинейном движении схема трансмиссии эквивалентна одной из рассмотренных схем — с разветвлением или циркуляцией мощности. Некоторое отличие заключается в установке в ветви гидропередачи дополнительного, обычно планетарного, редуктора для увеличения диапазонов трансмиссии.

На фиг. 201 и 202 (чертеж и схема) показана гидромеханическая трансмиссия «Кросс-Драйв», получившая широкое применение на современных американских танках и на военных тракторах. Она представляет собою сочетание двухпоточной гидромеханической коробки с дифференциалом на выходе с двухпоточным механизмом поворота дифференциального типа, при этом в одну из силовых цепей входят двухступенчатый планетарный редуктор переднего хода ($R_{n,x}$) и одноступенчатый редуктор заднего хода ($R_{1,z}$).



Фиг. 202. Кинематическая схема механизма передач и поворота танка М46 «Кросс-Драйв»

ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ

Приводами управления называется система различных устройств и механизмов, при помощи которых водитель управляет агрегатами танка: двигателем, главным фрикционом, коробкой передач, механизмом поворота и остановочными тормозами. Перечисленные агрегаты (следовательно, и их приводы) содержатся не во всех трансмиссиях. Так, например, в гидромеханической и планетарной трансмиссиях обычно нет главного фрикциона, в электромеханической трансмиссии нет коробки передач. Однако независимо от типа трансмиссии на любом современном танке как минимум должны быть приводы управления поворотом, остановочными тормозами и двигателем. Приводы управления двигателем в данной главе не рассматриваются. Переходим к рассмотрению приводов управления агрегатами трансмиссий танков.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИВодОВ УПРАВЛЕНИЯ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

1. Классификация

Приводы управления агрегатами трансмиссий современных танков можно разделить на две основные группы: приводы непосредственного действия и сервоприводы.

В приводах непосредственного действия вся работа управления агрегатами совершается только водителем. По конструкции эти приводы могут быть механическими, содержащими рычаги, тяги, кулачковые механизмы и т. п., или гидравлическими, у которых работа передается посредством жидкости.

В сервоприводах в зависимости от их типа и конструкции работа управления может совершаться полностью или частично за счет энергии, поставляемой специальным источником (насосом, компрессором, генератором и т. д.). По конструктивным признакам сервоприводы разделяются на механические, гидравлические, пневматические, электрические и смешанные.

Механические сервоприводы, применяемые на танках, используют энергию предварительно растянутых пружин. Пружины, работающие на сжатие, распространения не получили. В смешанных сервоприводах используется энергия двух различных источников. гидравлического и электрического, пневматического и электрического и т. п.

В танках наибольшее распространение получили механические и гидравлические сервоприводы, которые в дальнейшем будут подробно рассмотрены

2. Требования

Несмотря на большие конструктивные различия приводов управления, к ним можно предъявить следующие общие требования:

- 1) точность управления и быстрота реагирования, обеспечивающие танку высокую среднюю скорость движения и маневренность;
- 2) постоянная готовность к работе,
- 3) легкость и простота управления;
- 4) высокая надежность работы в различных условиях движения и при низких температурах;
- 5) компактность и простота конструкции.

Кроме перечисленных требований, к приводам отдельных агрегатов, исходя из особенностей конструкции и работы последних, предъявляют и дополнительные требования. Перечислим кратко, чем обеспечивается выполнение общих требований

1. Точность управления и быстрота реагирования достигаются:
 - выбором соответствующего типа привода, тщательной разработкой схемы и правильным расчетом,
 - достаточной мощностью источника энергии сервоприводов или малым усилием и работой водителя в приводах непосредственного действия;
 - применением в механических приводах достаточно жестких рычагов и тяг,
 - устойчивостью регулировок агрегатов и самого привода;
 - применением возможно меньших холостых ходов педалей и рычагов.
2. Постоянная готовность к работе достигается:
 - правильным выбором типа сервопривода и конструктивной отработанностью его узлов,
 - подбором соответствующего сорта жидкости для гидравлических сервоприводов и гидравлических приводов непосредственного действия;
 - использованием средств подогрева при низких температурах;
 - малым временем, потребным для создания рабочего давления в системе сервопривода.
3. Легкость и простота управления обеспечиваются
 - применением совершенных типов сервоприводов.

- малыми усилиями и работой на рычагах и педалях;
- уменьшением до минимума количества рычагов и педалей и удобным размещением их около водителя,
- применением подшипников качения в шарнирах механических приводов.

4. Высокая надежность работы в различных условиях движения и при низких температурах достигаются

- отсутствием заедания золотников при резких колебаниях температуры рабочей жидкости в гидравлических сервоприводах,
- надежной работой фиксаторов и замков, предохраняющих от произвольного срабатывания приводов,
- выбором для гидравлических сервоприводов соответствующего сорта жидкости, сохраняющей свои свойства неизменными в широком диапазоне температур и давлений,
- применением влагоуловителей в пневматических сервоприводах;
- размещением механизмов сервоприводов внутри обслуживаемых агрегатов.

5. Компактность и простота конструкции достигаются

- применением вместо приводов непосредственного действия гидравлических сервоприводов с размещением основных механизмов сервопривода внутри картера обслуживаемого агрегата;
- использованием высоких давлений в сервоприводах.

§ 2. ПРИВОДЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Гидравлические приводы непосредственного действия распространения на танках не получили.

Механические приводы непосредственного действия широко применяются в следующих случаях.

1. Когда управление агрегатами не требует затраты значительной работы. Сюда можно отнести управление фрикционными элементами и переключение передач легких танков; управление останочными тормозами средних и тяжелых танков для торможения на стоянке; управление механизмами гидравлических или пневматических сервоприводов при кормовом расположении трансмиссии.

2. Когда невозможно или нецелесообразно ввиду конструктивных особенностей агрегатов осуществлять управление ими с помощью сервоприводов, несмотря на то, что управление сопряжено с большой затратой работы. Сюда относится управление простыми ступенчатыми коробками передач средних и тяжелых танков. Сама конструкция таких коробок передач, особенно если они не имеют синхронизаторов, исключает применение других типов приводов, кроме механических. Простые коробки передач с синхронизаторами допускают применение более совершенных автоматических приводов, но схема автоматики получается очень сложной, и применение ее встречает большие трудности.

Механические приводы непосредственного действия не могут уменьшить работу управления, но они уменьшают усилия на рычагах (педалях).

В зависимости от конструкции механические приводы могут содержать рычаги (педаль), тяги, валики и рычажные механизмы, кулачковые и шариковые механизмы и т. п. В приводах коробок передач содержатся еще предохранительные устройства: фиксирующие, замковые и стопорные.

Расчет механических приводов обычно производится графоаналитическим методом. Для этого в масштабе вычерчивается кинематическая схема привода. На схеме изображается положение звеньев, соответствующее нескольким позициям рычага (педаль) управления. Для каждого из положений определяются длины ходов и плеч, подсчитываются передаточные числа и усилия необходимые для расчета привода. При прочностном расчете особое внимание уделяется получению достаточной жесткости деталей привода с тем, чтобы обеспечить возможно меньшие упругие деформации их во время работы, а также малые прогибы длинных продольных тяг. Значительные упругие деформации деталей и прогибы тяг приводят к потере точности управления, нарушению соответствия между ходами ведущего и ведомого концов привода, вследствие чего нарушается правильная работа управляемого агрегата.

Отдельные узлы механического привода могут быть рассчитаны аналитически. К таким узлам относится шариковый механизм (см. главу 7), применяемый для выключения пружинных и включения беспружинных фрикционов. Этот механизм благодаря малым габаритам, простоте конструкции, высокому к.п.д. и способности обеспечивать большие передаточные числа нашел широкое применение в приводах управления танков.

Некоторые общие зависимости механического привода можно вывести из следующих данных.

Условие равенства работ на ведущем и ведомом концах привода можно записать (фиг. 204) в виде:

$$P_{\text{вщ}} S_{\text{вщ}} \gamma_{\text{нр}} = P_{\text{в}} S_{\text{в}},$$

откуда найдем среднее усилие на ведущем конце привода $P_{\text{вщ}}$:

$$P_{\text{вщ}} = \frac{P_{\text{в}} S_{\text{в}}}{S_{\text{вщ}} \gamma_{\text{нр}}};$$

обозначив как всегда $\frac{S_{\text{вщ}}}{S_{\text{в}}} = i_{\text{нр}}$, получим:

$$P_{\text{вщ}} = \frac{P_{\text{в}}}{i_{\text{нр}} \gamma_{\text{нр}}}, \quad (133)$$

где $S_{\text{вщ}}$ — рабочий ход ведущего конца (рычага или педаль),

$P_{вц}$ — среднее усилие на ведущем конце привода,

$P_в$ — среднее усилие на ведомом конце,

$S_в$ — ход ведомого конца,

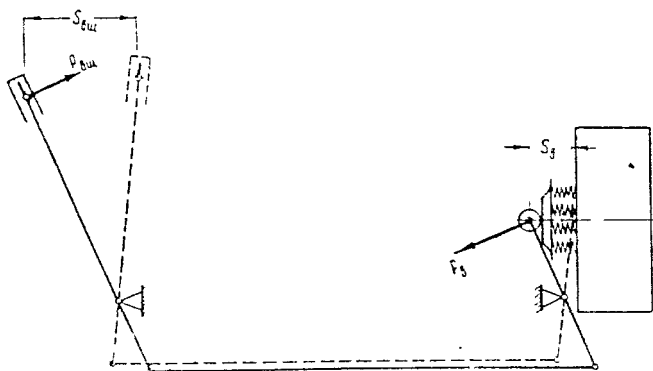
$\eta_{пр}$ — к. п. д. привода — $\eta_{пр} = 0,7 \div 0,9$ в зависимости от числа и конструкции шарниров;

$i_{пр}$ — передаточное число привода.

Очевидно, при заданном $P_в$ и $S_в$ можно снизить усилия на ведущем конце за счет увеличения $i_{пр}$ и $\eta_{пр}$. Увеличение $i_{пр}$ ограничивается допустимыми общими ходами педалей и рычагов, которые не должны превышать:

— для педалей $S'_{вц} = 150 \div 250$ мм.

— для рычагов $S'_{рц} = 350 \div 420$ мм.



Фиг. 204. Схема механического привода управления непосредственного действия

Для получения рабочего хода необходимо из общего хода вычесть холостой ход, составляющий в различных приводах от 25 до 60 мм. Для снижения максимальных усилий на рычагах (педалях) применяют переменные передаточные числа: малые в начале хода, когда усилия на ведомом конце невелики, и большие в конце хода, когда усилия на ведомом конце достигают максимальных значений.

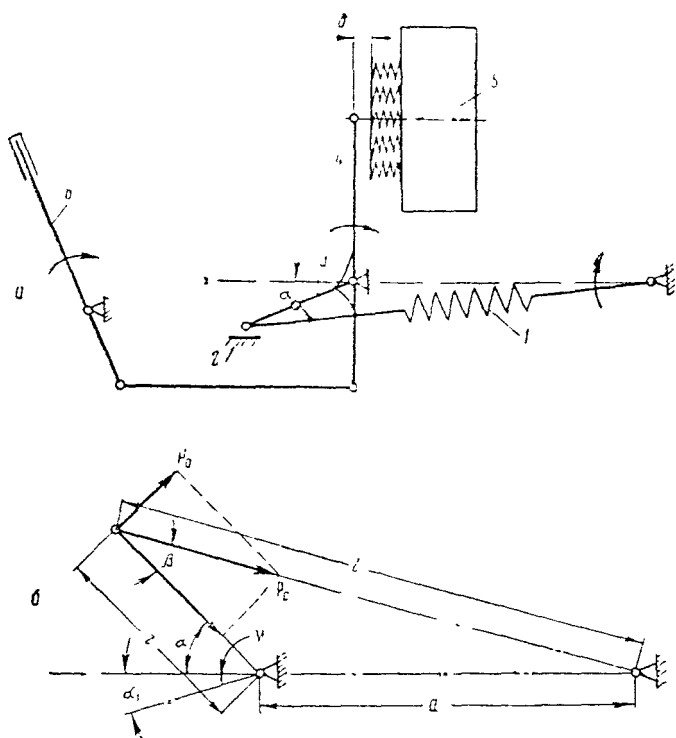
§ 3. МЕХАНИЧЕСКИЕ СЕРВОПРИВОДЫ

Из всего разнообразия механических сервоприводов исключительное применение на танках получили сервопружины. Они просты по конструкции и надежны в работе. Однако область их применения ограничена управлением пружинными фрикционами.

Как известно, для выключения фрикциона необходимо затратить работу на дополнительное сжатие его пружин. При включении фрикциона пружины возвращают эту работу. Принцип действия сервопружины основан на способности аккумулировать энергию,

отдаваемую пружинами фрикциона при включении и использовании этой энергии для последующего выключения фрикциона.

Принципиальная схема установки сервопружины с обычно применяемым приводом через кривошип показана на фиг. 205, а.



Фиг. 205. Схема присоединения сервопружины и ее расчетная схема

В исходном положении сервопружина 1 растянута. Вся система находится в равновесии благодаря упору 2. Кривошип 3 повернут относительно оси x на угол α_1 ; между концом рычага 4 и отжимным диском фрикциона 5 имеется зазор δ . При перемещении рычага управления 6 кривошип начнет также поворачиваться, угол α_1 и зазор δ будут уменьшаться и сервопружина получит некоторое дополнительное растяжение. После пересечения кривошипом оси x и выбора зазора δ сервопружина начнет сжимать пружины фрикциона.

Для полного выключения фрикциона недостаточно усилия одной сервопружины и к рычагу управления водителю необходимо приложить некоторое усилие. Если рычаг управления отпустить, то под действием пружин фрикциона система займет исходное положение и сервопружина будет вновь растянута.

Определение модуля жесткости сервопружины. Считая, что размеры кривошипа r (фиг. 205, б), удаление a , точки крепления пружины и ее длина в свободном состоянии l_0 выбраны из конструктивных соображений, найдем модуль жесткости сервопружины из условия аккумуляирования ею максимально возможной энергии пружины фрикциона. Для этого нужно подсчитать работу A_c , совершаемую сервоприводом при повороте кривошипа на угол α (работу, необходимую для растяжения сервопружины при повороте кривошипа на угол α_1 , затрачивает водитель).

Схема сил, действующих на кривошип при повороте его на угол α , приведена на фиг. 205, б.

Сила P_c сервопружины равна

$$P_c = k_c(l - l_0),$$

где k_c — модуль жесткости сервопружины, кг/см;

l_0 — длина сервопружины в свободном состоянии, см;

l — длина сервопружины в рассматриваемом положении, см.

Переменная длина l определяется, как сторона косоугольного треугольника, по теореме косинусов:

$$l = \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}.$$

Момент на кривошипе зависит от величины окружного усилия P_0 :

$$P_0 = P_c \sin \beta;$$

но $\sin \beta = \frac{a}{l} \sin \alpha$ и $M = P_0 r = P_c r \frac{a}{l} \sin \alpha$.

Подставляя значения P_c и l , найдем

$$M = k_c a r \sin \alpha \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}} \right).$$

Элементарная работа при повороте кривошипа на угол $d\alpha$ будет

$$dA_c = M d\alpha,$$

а вся работа определится с помощью определенного интеграла

$$A_c = \int_0^\alpha M d\alpha = k_c a r \left\{ \int_0^\alpha \sin \alpha d\alpha - l_0 \int_0^\alpha \frac{\sin \alpha d\alpha}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}} \right\},$$

$$A_c = k_c a r \left[1 - \cos \alpha - \frac{l_0}{ar} (a + r - \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}) \right].$$

Зарядка сервопружины производится пружинами фрикциона при его включении. Очевидно, сервопружина не может совершить

работу большую, чем израсходовано на ее зарядку. Обозначим A_Φ работу, отдаваемую пружинами фрикциона при его включении и рассмотрим, какая ее часть может быть использована для зарядки сервопружины. Между сервопружиной и фрикционом есть промежуточные звенья, в которых неизбежны потери. Для учета их введем к.п.д. η_0 . Привод должен быть обратимым, т. е. звенья его должны возвращаться в исходное положение под действием пружин фрикциона. Следовательно, при любом угле поворота момент от сил пружин фрикциона, приведенный к кривошипу должен быть больше момента силы сервопружины. Учет это коэффициентом использования работы пружин фрикциона $\eta_{\text{и}}$. Только оставшаяся часть работы может быть использована для зарядки сервопружины:

$$A_3 = A_\Phi \eta_0 \eta_{\text{и}},$$

подставляя вместо A_c величину A_3 , находим

$$k_c = \frac{A_\Phi \eta_0 \eta_{\text{и}}}{ar \left[1 - \cos \alpha - \frac{l}{ar} (a + r - \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}) \right]}.$$

Величина A_Φ легко определяется из данных фрикциона. В зависимости от конструкции привода и места установки сервопружины $\eta_0 = 0,75 \div 0,95$; коэффициент $\eta_{\text{и}}$ в наиболее удачных конструкциях не превышает $\eta_{\text{и}} = 0,5 \div 0,55$.

Второе уравнение для отыскания двух неизвестных k_c и α найдем из условия самостоятельного возвращения привода управления в исходное положение при включении фрикциона

$$P_{\text{пртач}} \frac{1}{i} R \operatorname{tg} \alpha' \eta_0 = k_c ar \sin \alpha \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}} \right),$$

где $P_{\text{пртач}}$ — максимальное усилие пружин фрикциона в выключенном состоянии;

R — радиус расположения лунок в шариковом механизме выключения фрикциона;

α' — угол наклона рабочего скоса лунки;

i — передаточное число от кривошипа к подвижной чашке.

§ 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЕРВОПРИВОДЫ

Из всех существующих сервоприводов гидравлические являются наиболее совершенными и удобными для использования в танках.

Существующие системы сервоприводов можно разделить на две основные группы:

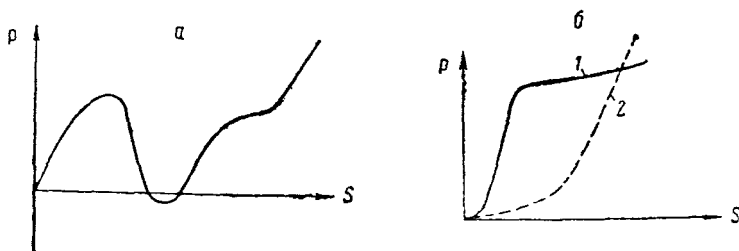
- а) сервоприводы управления фрикционными элементами механизма поворота и главными фрикционами.
- б) автоматика переключения передач.

По конструкции и принципам действия между этими двумя группами имеется много различий и их целесообразно рассмотреть раздельно.

1. Сервоприводы управления механизмами поворота

В управлении механизмом поворота существует много специфических особенностей, связанных с изменением направления движения танка. Регулирование радиуса и угла поворота, определение момента входа танка в поворот и выхода из поворота требуют непосредственного внимания водителя и не могут быть возложены на какой-либо автомат. Следовательно, управлять поворотом должен водитель, а назначение сервопривода — обеспечить легкость и простоту управления. В соответствии с сигналами водителя сервопривод должен воздействовать на фрикционные элементы механизма поворота с достаточной точностью и без заметного запаздывания. Для подачи сигналов в танках чаще всего используется перемещение рычагов в продольной или поперечной плоскости, редко — угол поворота штурвала. Конструкция сервопривода непосредственно зависит от конструкции механизма поворота.

При управлении, например, фрикционными элементами двухступенчатого ПМП нагрузка на рычаге управления будет переменной по величине и знаку (фиг. 206, а).



Фиг. 206. График усилия на рычаге управления:

1—включение фрикциона, 2—включение тормоза

Если в привод между рычагом и ПМП включить сервомотор, то нагрузка на его поршень будет изменяться аналогично нагрузке на рычаге управления. Для обеспечения хорошей поворотливости танка поршень сервомотора, воздействующий на фрикционные элементы ПМП, должен обладать устойчивостью (нагрузка по свое-

му характеру стремится нарушить устойчивость) в любом, наперед заданном положении и перемещаться только в строгом соответствии с поворотом рычага управления. Такую задачу может выполнить сервопривод со следящим действием, у которого поршень сервомотора перемещается в соответствии с перемещением рычага управления, преодолевая переменное сопротивление.

В ряде конструкций сервомотор управляет одним фрикционным элементом (тормозом, фрикционом), при этом он должен обладать устойчивостью на переменных режимах буксования. В таких случаях (фиг. 206, б) нагрузка на сервомотор является постоянной по знаку и возрастающей по ходу поршня. Такой характер нагрузки способствует устойчивости работы сервомотора в любых промежуточных положениях. В этом случае необходимо лишь обеспечить изменение давления в системе в зависимости от хода рычага управления. Это может выполнить регулятор давления.

И, наконец, наиболее просто решается задача, если требуется только полное включение или выключение фрикционного элемента без регулирования промежуточных положений. Достаточно лишь, чтобы сервомотор срабатывал на полный ход и с определенной скоростью. В этом случае применяют сервопривод, работающий по принципу «включен — выключен».

Таким образом, получаем три группы сервоприводов в зависимости от принципа действия:

- 1) работающие по принципу следящего действия,
- 2) работающие по принципу регуляторов давления,
- 3) работающие по принципу «включен — выключен».

Перейдем к рассмотрению перечисленных групп сервоприводов.

Сервоприводы следящего действия. Принципиальная схема сервопривода со следящим действием приведена на фиг. 207.

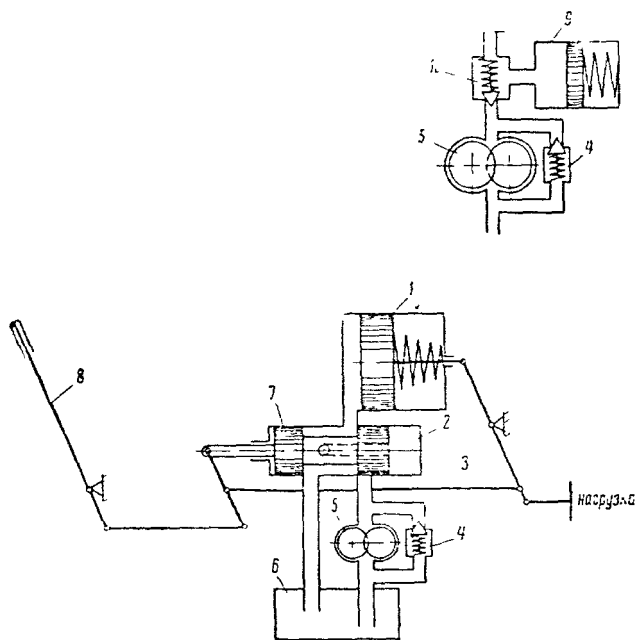
Основными элементами схемы являются:

1. Источник энергии — насос 5.

В большинстве конструкций применяются шестеренчатые насосы с нерегулируемой производительностью, обеспечивающие достаточно высокие давления. Для ограничения максимального давления в системе устанавливается редукционный клапан 4. В приведенной схеме золотник перекрывает напорную магистраль (схема с постоянным давлением), что позволяет присоединить параллельно насосу аккумулятор давления жидкости 9. При закрытом золотнике и работающем насосе часть жидкости поступает в аккумулятор 9, где находится под давлением, определяемым пружиной редукционного клапана. Перепускной клапан 10 предотвращает утечку жидкости из аккумулятора через насос, когда последний не работает. За счет аккумулятора имеется возможность кратковременных расходов жидкости в объемах, значительно превышающих

текущую производительность насоса. В качестве упругих элементов в аккумуляторах применяются пружины (для низких давлений) или сжатый воздух (для высоких давлений).

Однако системы с аккумулятором давления довольно сложны и применяются редко. Кроме того, при неработающем сервомоторе насос постоянно нагнетает масло через редукционный клапан, расходуя на это значительную мощность.



Фиг. 207. Схема гидравлического сервопривода со следящим действием

2. Распределительное устройство 7 золотникового типа регулирует объем и давление жидкости, перепускаемой в сервомотор 1, определяя тем самым скорость и усилие, развиваемые поршнем.

3. Исполнительный механизм — сервомотор 1 поршневого типа совершает работу управления в соответствии с подводимой к нему энергией.

4. Рычаг управления 8 кинематически связан с золотником и через тягу 3 обратной связи — с поршнем сервомотора.

5. Резервуар 6 для жидкости.

Перемещение рычага управления приведет в движение золотник, так как к тяге обратной связи приложено большое сопротивление от нагрузки. При движении золотника постепенно будет открываться напорная магистраль и уменьшаться сечение сливной

магистральной. Давление в полости золотника возрастет, жидкость потечет в сервомотор и приведет в движение поршень. При полном ходе золотника в сервомоторе установится максимальное давление. Через радиальное и осевое сверления золотника давление распространится в полость 2 и будет действовать на торец золотника, стремясь отжать его влево. Это действие ощущается водителем в виде реакции на рычаге 8, создавая представление о давлении в сервомоторе (так называемое «чувство машины»).

Если перевести рычаг управления в исходное положение, то золотник перекроет напорную магистраль и откроет сливную, давление в системе упадет и все детали под действием возвратной пружины сервомотора и усилия нагрузки возвратятся в исходное положение.

В этой системе поршень как бы следит за рычагом управления, перемещаясь соответственно ходу последнего, что достигается за счет жесткой обратной связи между тремя элементами: рычагом управления, золотником и поршнем сервомотора. Перемещения этих элементов зависимы друг от друга. Перемещение рычага управления приводит в действие золотник, а последний, перепуская жидкость в сервомотор приводит в движение поршень. Движущийся поршень, в свою очередь, через тягу обратной связи стремится сместить золотник в сторону закрытия напорной магистральной, чему противодействует перемещение рычага управления. Таким образом, смещение золотника зависит от перемещения рычага управления и движения поршня сервомотора.

Если рычаг управления остановлен в некотором промежуточном положении, то и поршень остановится в положении, заданном рычагом. Причем, положение поршня при наличии возвратной пружины будет вполне устойчивым независимо от характера нагрузки, так как его любое отклонение от заданного положения благодаря обратной связи вызывает силы, восстанавливающие положение равновесия.

Эта схема с постоянным давлением позволяет обеспечивать работу нескольких сервомоторов от одного насоса.

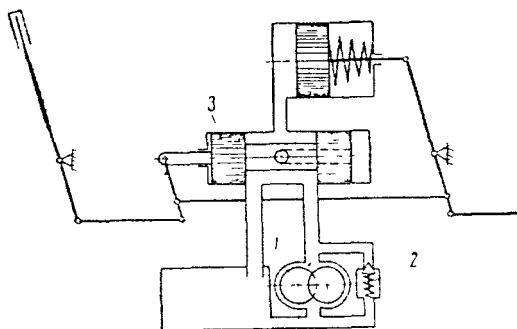
При полностью закрытом золотнике его рабочий поясok на некоторую величину перекрывает напорную магистраль. Поэтому при открытии часть хода рычага управления затрачивается на выбор перекрытия золотника, и только после этого начинает открываться напорная магистраль. В пределах этого хода поршень сервомотора оказывается нечувствительным к перемещениям рычага управления и реагирует на них лишь после выбора перекрытия.

Для повышения чувствительности вместо схем с постоянным давлением применяются схемы с постоянной циркуляцией жидкости (фиг. 208).

Эта схема содержит все элементы схемы, рассмотренной выше (см. фиг. 207), но золотник 3 (см. фиг. 208) не закрывает напорную магистраль, и при работающем насосе 1 жидкость свободно циркулирует в системе. Движение золотника сразу приводит к

уменьшению сечения сливного отверстия и повышению давления в системе. Насос нагружается полностью только при работающем сервомоторе; редукционный клапан 2 выступает в действие лишь в тех случаях, когда сервомотор развивает максимальное усилие. Поскольку золотник не перекрывает напорную магистраль, то нельзя использовать аккумулятор давления и, как правило, невозможно обеспечить работу нескольких сервомоторов от одного насоса.

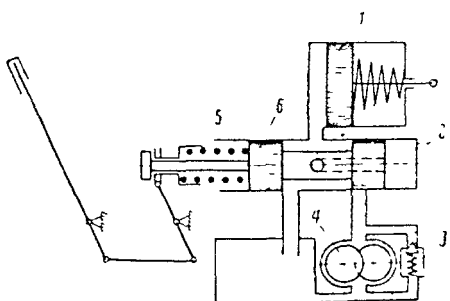
В остальном работа этой системы не отличается от работы предыдущей системы.



Фиг. 208. Схема сервопривода следящего действия с постоянной циркулирующей жидкостью

Сервопривод, работающий по принципу регулятора давления (фиг. 209). Схема содержит те же основные элементы, что и рассмотренная выше система с постоянным давлением (см. фиг. 207). Она также может быть выполнена с постоянной циркулирующей жидкостью (см. фиг. 208). В последнем случае редукционный клапан 3 (см. фиг. 209) может не устанавливаться — его задачи будет выполнять золотник 6, нагруженный пружиной 5.

В отличие от схем со следящим действием в этой схеме нет жесткой обратной связи между поршнем и золотником. Если в первой системе (фиг. 207, 208) существует строгая зависимость между перемещениями рычага управления, золотника и поршня, то в данной схеме соблюдается лишь пропорциональность между ходом рычага управления и давлением в системе. Происходит это вследствие того, что воздействие на золотник осуществляется через пружину 5 и что равновесное положение золотника в каждый данный момент определяется силой под-



Фиг. 209. Схема сервопривода, работающего по принципу регулятора давления

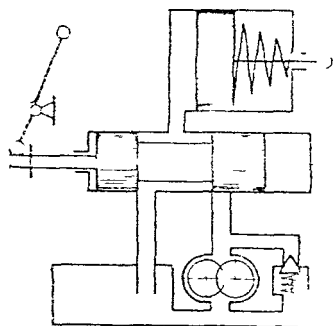
жатон пружины с одной стороны и давлением жидкости на торце золотника с противоположной (полость 2).

По мере перемещения рычага управления увеличивается осадка пружины, ее сила, и золотник автоматически устанавливает такие проходные сечения напорной и сливной магистралей, которые регулируют давление в системе, уравнивающее силу пружины.

Перемещение поршня зависит от давления в цилиндре сервомотора 1 и нагрузки и не может воздействовать на ход золотника. Здесь нет строгого соответствия между ходом рычага управления и ходом поршня. Устойчивость положения поршня зависит от характера нагрузки на него.

Подобные системы применяются там, где нагрузки по ходу поршня возрастают и не имеют резких колебаний (включение тормозов, фрикционов, выключение пружинных фрикционов) и где существует необходимость регулирования давления в системе в широком диапазоне.

Сервопривод, работающий по принципу «включен — выключен» (фиг. 210). По своим основным элементам эта схема не отличается от предыдущих. Принципиальное отличие заключается в управлении золотником. Последний перемещается непосредственно рычажком и фиксируется в двух крайних положениях. Одно положение показано на схеме: золотник закрывает напорную магистраль и сообщает цилиндр сервомотора со сливной магистралью. Во втором положении золотник закрывает сливную магистраль и сообщает цилиндр с напорной магистралью. Соответственно этим положениям золотника поршень сервомотора или занимает исходное положение, или перемещается на полный ход. Система не предназначена для регулирования давления, и поршень обладает устойчивостью лишь в крайних положениях, любое промежуточное положение является неустойчивым.

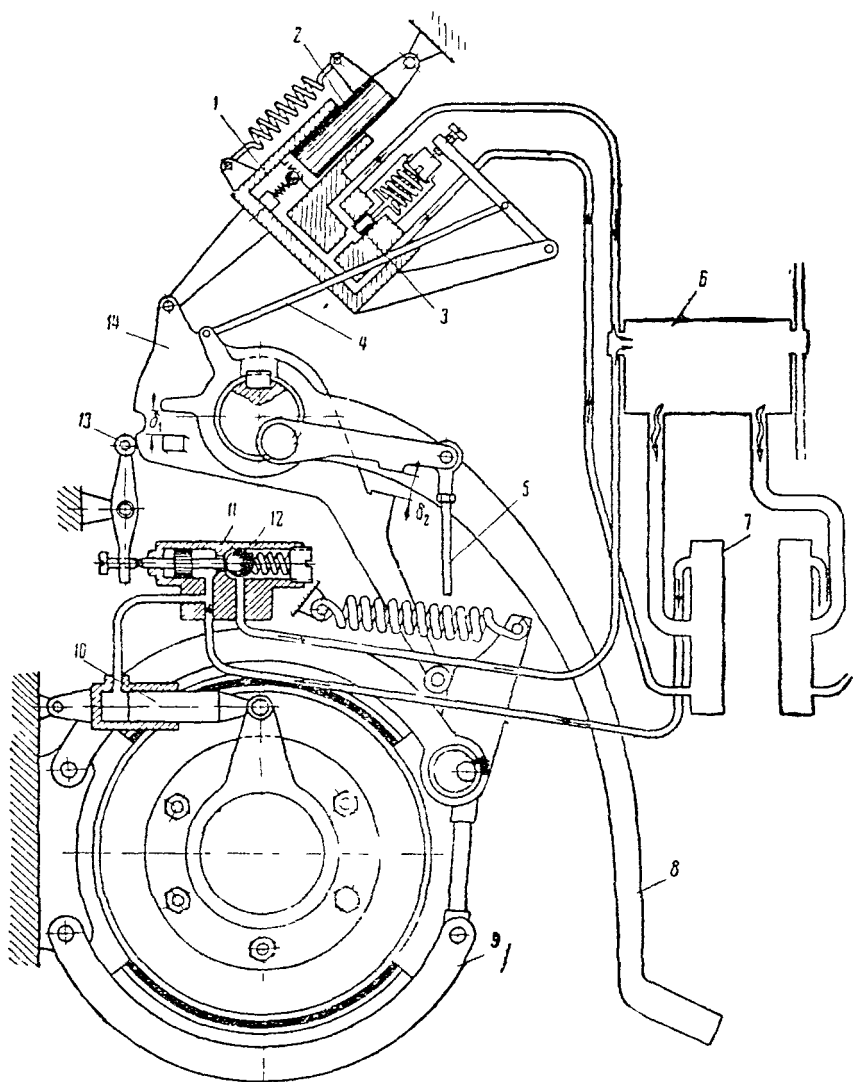


Фиг. 210. Схема сервопривода, работающего по принципу «включен» — «выключен».

Такой сервопривод может использоваться для управления отдельными фрикционными элементами механизмов поворота, где требуется их полное включение или выключение. Он широко применяется также для управления фрикционными элементами планетарных коробок передач.

Примеры выполненных схем. Гидравлический сервопривод управления механизмом поворота танка Т-В показан на фиг. 211.

Привод на один борт состоит из восьмиплунжерного насоса 7, бабка для жидкости 6, главного сервомотора 1 с распределитель-



Фиг. 211 Гидросервопривод со сличним дејством танка Т-У

ным устройством 3, сервомотора 10 включения блокировочного фрикциона с распределительным устройством 11 и рычага управления 8.

При работающем насосе жидкость циркулирует в системе в направлении, указанном стрелками. Если поворачивать рычаг управления против часовой стрелки, то он через тягу 4, рычаг и через пружину переместит золотник 3 в сторону закрытия сливной магистрали; давление под поршнем 2 увеличится и корпус сервомотора 1 начнет перемещаться, поворачивая рычаг 14. Последний произведет выключение опорного тормоза 9. К концу выключения тормоза ролик 13 попадет в выемку, шарик 12 сядет в гнездо и сервомотор 10 включит фрикцион поворота. При дальнейшем повороте рычага управления ролик 13 выйдет из лунки, фрикцион выключится (за счет пружины), зазор δ_2 будет выбран и через тягу 5 произойдет включение остановочного тормоза.

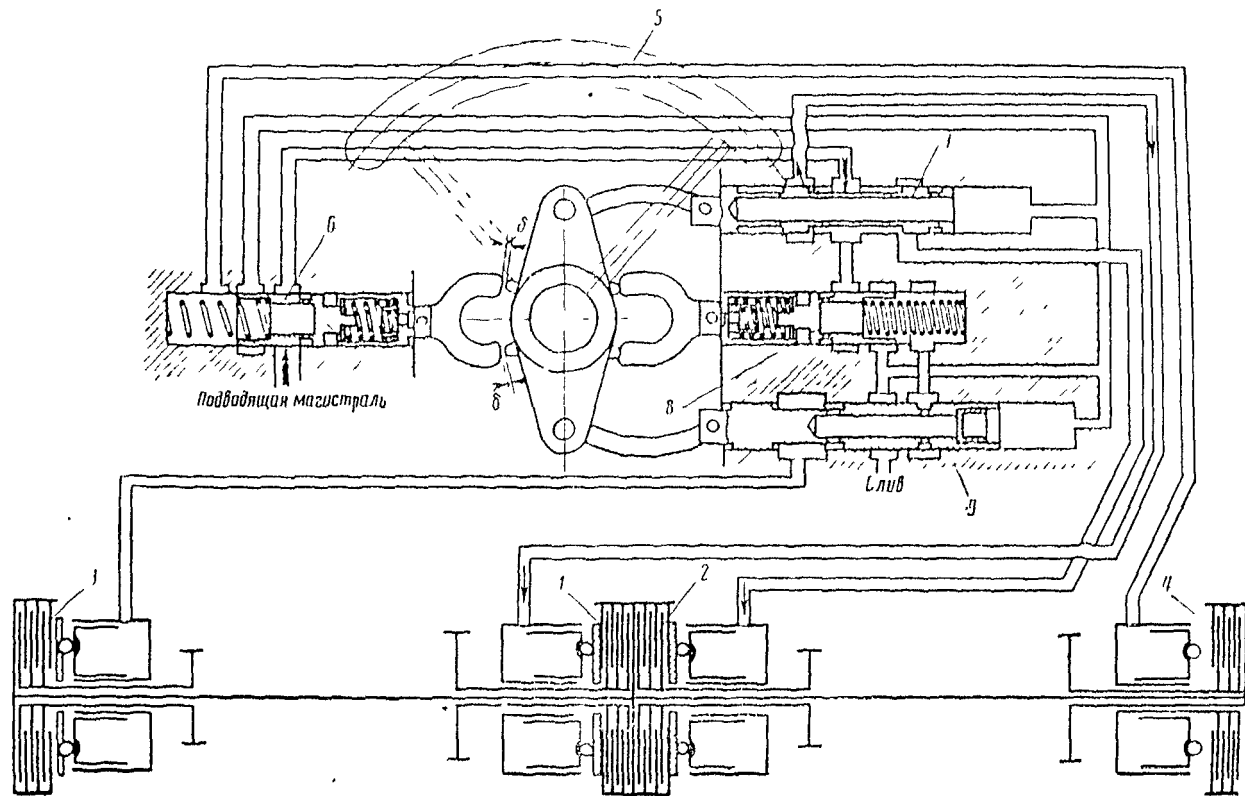
Если отпустить рычаг управления, то все детали под действием пружин вернуться в исходное положение и включится опорный тормоз.

По схеме легко установить, что остановка рычага управления в любом промежуточном положении повлечет за собой прекращение движения главного сервомотора, так как любое его перемещение при неподвижном рычаге вызовет смещение золотника 3 и изменение давления под поршнем 2, противодействующее такому перемещению. Отсюда следует, что система работает по принципу следящего действия.

В случае отказа гидравлики после выбора зазора δ_1 привод работает как механический, но фрикцион поворота включаться не будет.

Гидравлический сервопривод управления сложным дифференциальным механизмом поворота танка Т-VIB показан на фиг. 212.

В механизме поворота имеется четыре фрикциона, работающих в масле, которые обеспечивают на каждой передаче два расчетных радиуса поворота. Фрикционы 1 и 2 определяют направление поворота, фрикционы 3 и 4 — радиус поворота (фрикцион 3 работает на больших расчетных радиусах, а фрикцион 4 — на малых). Фрикционы включаются кольцевыми сервомоторами. Управление осуществляется поворотом штурвала 5 через четыре золотника. Золотник 6 управляет сервомотором фрикциона 4, работает, как регулятор давления, вступая в работу за счет зазоров δ лишь на больших углах поворота штурвала. Золотник 7 работает по принципу «включен — выключен» и управляет фрикционами 1, 2; в нейтральном положении он держит включенными оба фрикциона, обеспечивая танку устойчивость прямолинейного движения; при повороте штурвала один из фрикционов (1 или 2) выключается. Золотник 8 работает, как регулятор давления, управляя фрикционом 3. Однако между ним и фрикционом установлен еще золотник 9, назначе-



Фиг. 212. Схема гидравлического сервопривода управления механизмом поворота танка Т-VIB

ние которого ограничивать работу фрикциона 3 малыми углами поворота штурвала и выключать его на больших углах когда в работу вступает фрикцион 4

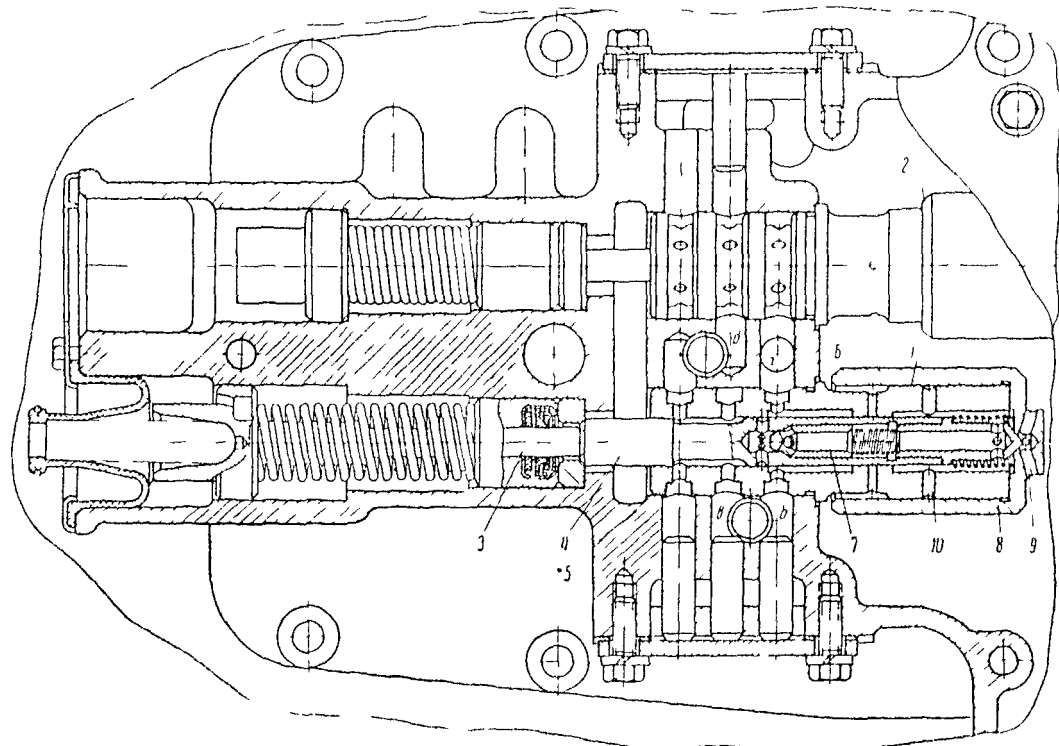
Гидравлический сервопривод управления бортовыми фрикционами показан на фиг 213

Сервомоторы 1 и 2 одинаковой конструкции питаются от одного шестеренчатого насоса. При перемещении рычага управления шток 3 двигается вправо, толкая золотник 4. Сливной канал 5 перекрывается и остается закрытым при всем дальнейшем ходе золотника. Открывается и остается открытым на всем дальнейшем ходе напорная магистраль 6. Жидкость отжимает обратный клапан 7 и через радиальное сверление запоняет подвижной цилиндр 8 сервомотора. Если золотник через шток 3 прижимать к цилиндру 8 перекрыв сливные отверстия 9, то цилиндр будет двигаться преодолевая нагрузку. Если остановить золотник, то остановится и поршень 8 так как при его отделении от золотника открываются отверстия 9 и масло из цилиндра сливается в картер. Если золотник сдвинуть влево то под действием усилия нагрузки (или возвратной пружины) шток за золотником пойдет влево и цилиндр

Особенность этого гидросервопривода с постоянной циркуляцией масла заключается в обслуживании двух сервомоторов одним насосом. Это достигнуто благодаря тому, что в нерабочем положении масло циркулирует по пути а б в г д, е ж последовательно через оба золотника, и поэтому для перекрытия слива достаточно перемещения любого из двух золотников. В данной конструкции ход золотника равен ходу цилиндра. Ход цилиндра ограничен радиальными сверлениями 10. Обратный клапан 7 обеспечивает плавность безударности работы сервомотора так как не позволяет резко сбросить давление в цилиндре даже при резком отпускании рычага управления и полном открытии сливного канала 5. Благодаря обратному клапану жидкость из цилиндра сервомотора может сливаться только путем дросселирования через отверстия 9 в днище цилиндра, чем и обеспечивается плавность работы.

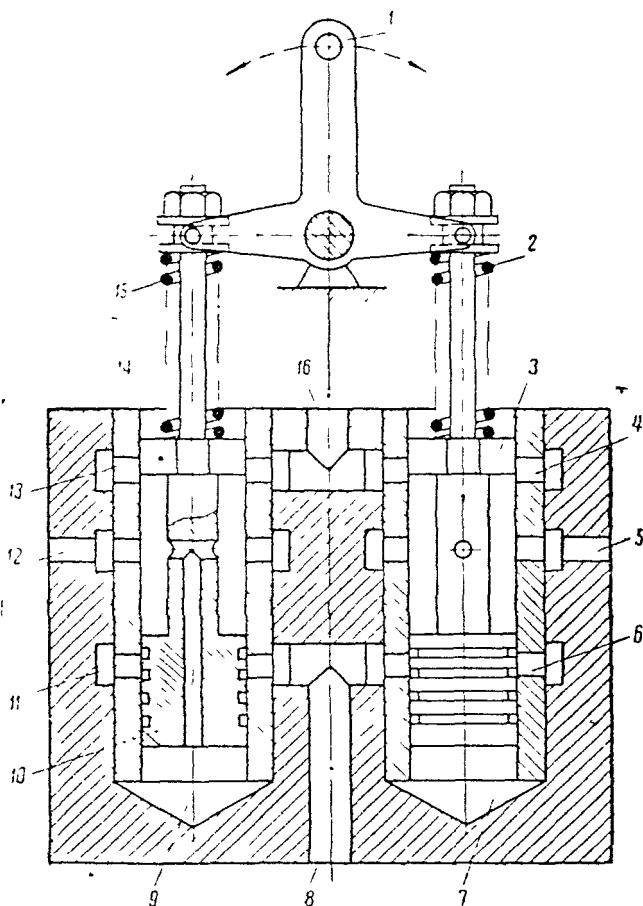
Сервопривод управления дисковыми тормозами дифференциального механизма поворота танка М46 (фиг 214) состоит из двух одинаковых регуляторов давления, приводимых в действие качающимся рычагом 1.

Канал 8 соединен с напорной магистралью насосов. В исходном положении (как показано на фиг 214) золотники 3, 10 закрывают впускные окна 6, 11, выпускные окна 4, 13 открыты и полости золотников сообщены со сливной магистралью 16. Каналы 5 и 12 сообщают полости золотников с сервомоторами дисковых тормозов. Осевые и радиальные сверления в золотниках 3, 10 соединяют полости 7, 9 с полостью золотников. Перемещение золотников в сторону открытия впускных окон осуществляется через пружины 2, 15. Благодаря общему приводу от рычага 1 к золотникам последние могут регулировать давление или в магистрали 5, или в магистрали 12,



Фиг. 213. Гидравлический сервопривод управления борзовыми фрикционными

одновременный подвод давления в эти магистрали исключается. На цилиндрических поясах золотников выполнены лыски 14. За счет этих лысок на всех режимах работы регуляторов образуются постоянные проходные сечения на слив. Поэтому максимальное давление, подводимое к сервомоторам, будет на определенную величину меньше, чем в напорной магистрали насосов.



Фиг. 214. Схема сервопривода управления дисковыми тормозами механизма поворота танка М46

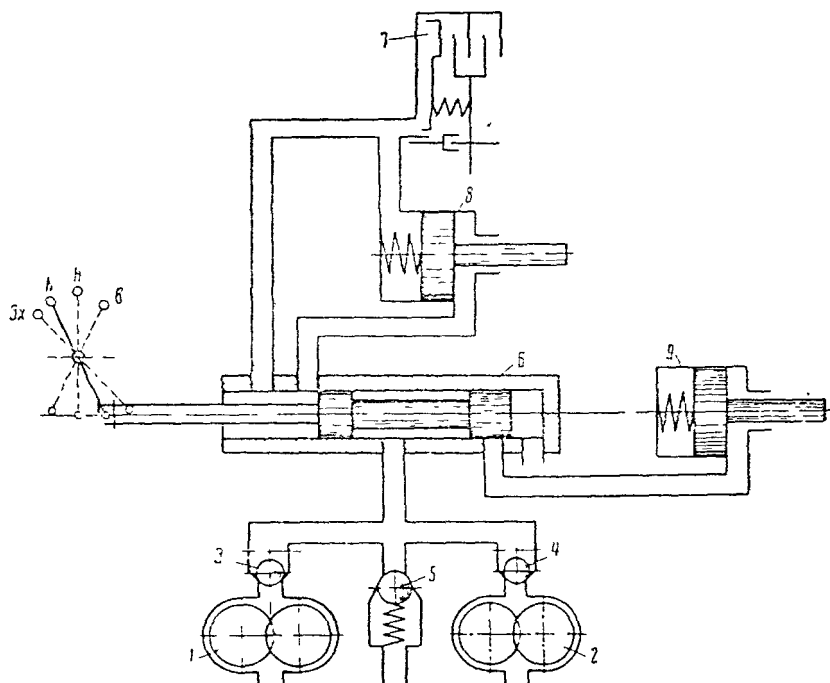
2. Автоматика переключения передач

Выше отмечалось, что еще нет механических коробок, способных автоматически и непрерывно изменять передаточные числа по мере изменения сопротивления движению. Все механические коробки передач (простые и планетарные), применяемые в настоящее

время, являются ступенчатыми. Однако имеются большие успехи по созданию различных систем автоматики переключения передач, в большей или меньшей степени освобождающих водителя от утомительных операций по управлению коробкой передач. В зависимости от степени автоматизации все существующие системы можно разделить на две основные группы:

- полуавтоматические,
- автоматические, но допускающие ограничение работы автоматики.

Полуавтоматическая система. Принципиальная схема полуавтоматики управления двухступенчатой планетарной коробкой передач гидромеханической трансмиссии показана на фиг. 215.



Фиг. 215. Принципиальная схема полуавтоматического управления коробкой передач гидромеханической трансмиссии

Схема содержит следующие основные элементы:

1. Источники энергии — насосы 1, 2.

Как правило, используются два насоса: основной 1 с приводом от ведущего вала трансмиссии, питающий систему при работающем двигателе на стоянке и на малых скоростях движения, и вспомогательный 2 с приводом от ведомого вала трансмиссии, питающий

систему на высоких скоростях движения и при заводке с буксира. Оба насоса подают жидкость в одну магистраль через перепускные клапаны 3, 4, не допускающие утечек жидкости из магистрали через неработающий насос. Для ограничения максимального давления устанавливается один редукционный клапан 5.

В большинстве случаев применяются шестеренчатые насосы с внешним зацеплением, но используются также и насосы с внутренним зацеплением, обладающие меньшими габаритами. В целях повышения экономичности иногда применяют более сложные насосы с регулируемой производительностью. В некоторых системах устанавливаются золотники, разгружающие один из насосов, если другой работает на полную мощность. Производительность основного насоса определяется из условий, чтобы при 600—700 об/мин двигателя полностью обеспечивать работу системы. С увеличением оборотов двигателя производительность пропорционально возрастает. Мощность, потребляемая насосом, зависит от его производительности и давления. Поэтому стремятся избегать излишней производительности, влекущей за собой ненужные потери мощности. Производительность вспомогательного насоса принимается в пределах $0,5 \div 0,6$ от основного.

2. Золотник переключения 6 распределяет энергию источника по исполнительным механизмам. Его конструкция определяется типом коробки передач и числом управляемых элементов. Золотник переключения перемещается водителем, что и является сигналом к началу переключения передач.

3. Исполнительные механизмы — сервомоторы 7, 8, 9 производят все операции, связанные с переключением передач. Кольцевой сервомотор 7 включает фрикцион высшей передачи, сервомотор 8 включает тормоз низшей передачи, сервомотор 9 — тормоз заднего хода. Как видно из схемы (фиг. 215), к поршню сервомотора 8 давление подводится с двух сторон. Площадь с левой стороны больше (нет штока), с этой же стороны действует пружина. Поэтому при одинаковых давлениях с обеих сторон поршень переместится вправо. Сервомоторы выполняются поршневыми (управление ленточными тормозами, пружинными фрикционами) или кольцевыми (управление беспружинными фрикционами, работающими в масле, дисковыми тормозами). Фрикционы и тормоза требуют различных усилий для управления, поэтому при одном максимальном давлении в системе применяют различные диаметры поршней, два поршня на один шток и различные передаточные числа в рычажном механизме.

В подобной системе всю работу переключения передач выполняет автоматика, но выбор передачи и момент ее включения определяются водителем. Поэтому водитель должен оценивать условия движения (суммарное сопротивление движению, нагрузку на двигатель) и решать, на какой передаче лучше всего двигаться и подавать автоматике сигнал для переключения передачи. По сравнению с механическим приводом полуавтоматика упрощает и облегчает

управление, поскольку от водителя требуется лишь подача сигналов. Такое управление может быть освоено быстро, поскольку не требует больших практических навыков.

Полуавтоматическое управление механической коробкой передач все же отвлекает внимание водителя, ибо требует учета условий движения и соответственно подачи сигналов. В гидромеханической же трансмиссии, где коробка передач имеет две-три ступени, переключение передач за счет самоприспособляемости гидротрансформатора производится редко. В этом случае полуавтоматика не особенно отвлекает водителя и является вполне приемлемой.

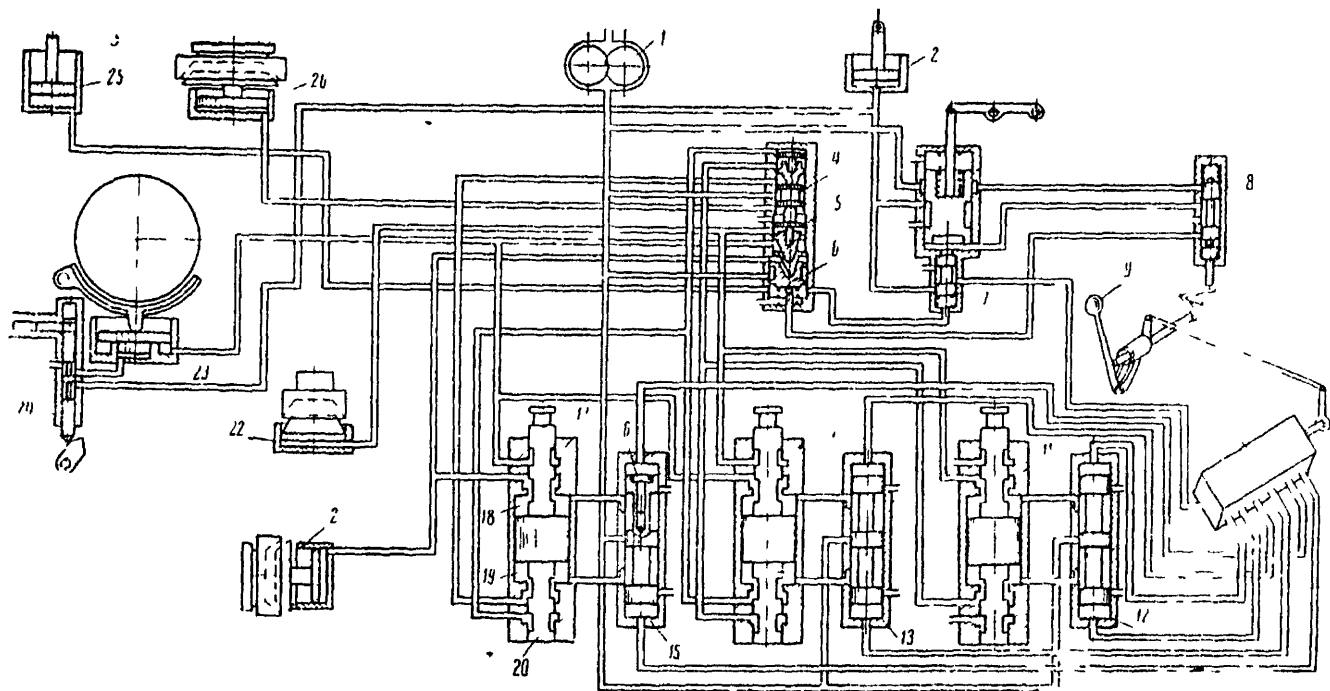
В качестве примера рассмотрим некоторые выполненные схемы. Схема полуавтоматики управления планетарной коробкой передач гидромеханической трансмиссии танка приведена на фиг. 216.

Коробка имеет три степени свободы и для получения передачи необходимо включать два фрикционных элемента.

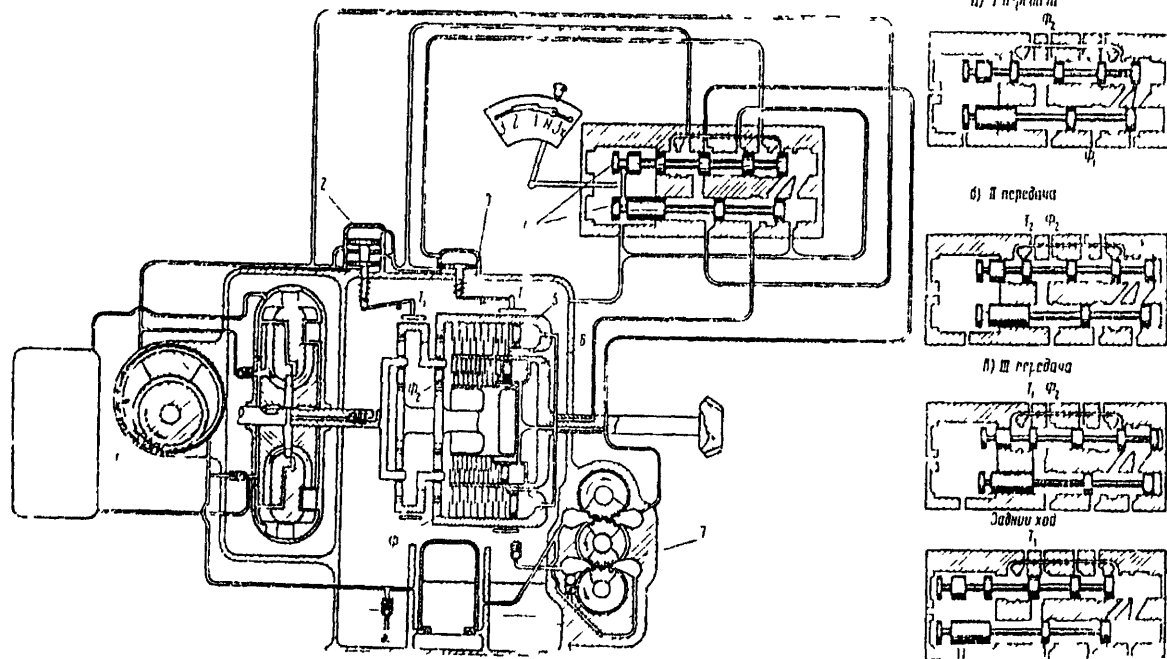
Система оборудована двумя насосами: основным 1 с внутренним зацеплением и с приводом от ведущего вала трансмиссии, а также вспомогательным 7 с наружным зацеплением и с приводом от ведомого вала коробки передач. Распределительное устройство 4 состоит из двух золотников, которые перемещаются рычажком переключения. Рычажок имеет пять фиксированных положений: нейтраль, три передачи переднего и одна заднего ходов. Блокировочные фрикционы Φ_1 и Φ_2 включаются кольцевыми сервомоторами 5 и 6, тормоза T_1 и T_2 — поршневыми сервомоторами 2 и 3. Сервомотор 2 имеет два последовательно расположенных поршня для создания больших усилий при включении тормоза T_1 на передаче заднего хода. Все агрегаты автоматики расположены внутри картера. Масляные магистрали образуются при отливке картера и засверливаются в теле картера и деталях.

Поскольку в трансмиссии нет главного фрикциона и синхронизаторов, а гидротрансформатор не требует какого-либо привода управления, то и схема полуавтоматики получается предельно простой и компактной. Для трансмиссии с непланетарной коробкой передач и главным фрикционом полуавтоматика получается значительно более сложной, что объясняется необходимостью управления главным фрикционом, муфтами переключения передач и выравнивания скоростей зубчатых элементов до их принудительного включения. Например, схема управления коробкой передач с разрезными валами танка Т-VIB (фиг. 217) содержит несравненно большее число элементов.

Для нагнетания масла служит шестеренчатый насос 1, снабженный редукционным клапаном. Распределительное устройство 10 кранового типа и рычаг 9 обеспечивают выбор включаемой передачи. Золотник 8 и рычаг 9 служат для включения автоматики, золотник 3 и сервомотор 2 управляют главным фрикционом. Золотники 12, 13 и 15 с сервомоторами 11, 14 и 17 воздействуют на муфты переключения передач. Золотники 4, 5 и 6 с сервомоторами ускорителя 26, тормоза 21, тормоза шестерни второго ряда 23, тормоза



Фиг. 217 Схема полуавтоматического управления коробкой передач с разрезными валами танка Т-VIB



Фиг. 216 Схема полуавтоматического управления коробкой передач танка М26

шестерен последнего ряда 22 и дроссельной заслонки двигателя 25, служат для предварительного выравнивания угловых скоростей включаемых муфт и шестерен. Магистраль выполнена литьем и сверлениями в картере и частично при помощи трубок. Для работы автоматики используется смазочное масло коробки передач. Следует отметить, что схема содержит минимум необходимых золотников, обеспечивающих нормальную работу.

Конструкция распределительного устройства кранового типа представлена на фиг. 218.

Цилиндрический кран 1 установлен в чугунном корпусе и от осевых смещений удерживается буртом 5. Масло от напорной магистрали подводится во внутреннюю полость крана и через радиальные сверления поступает к сервомоторам. Поворот крана осуществляется при помощи шестерни 4 и зубчатого сектора 3. Фиксатор крана состоит из рычага 7, установленного на оси 8 и нагруженного пружиной 2. Ролик 6 фиксатора находится в одной из канавок сектора 3, удерживая последний в заданном положении.

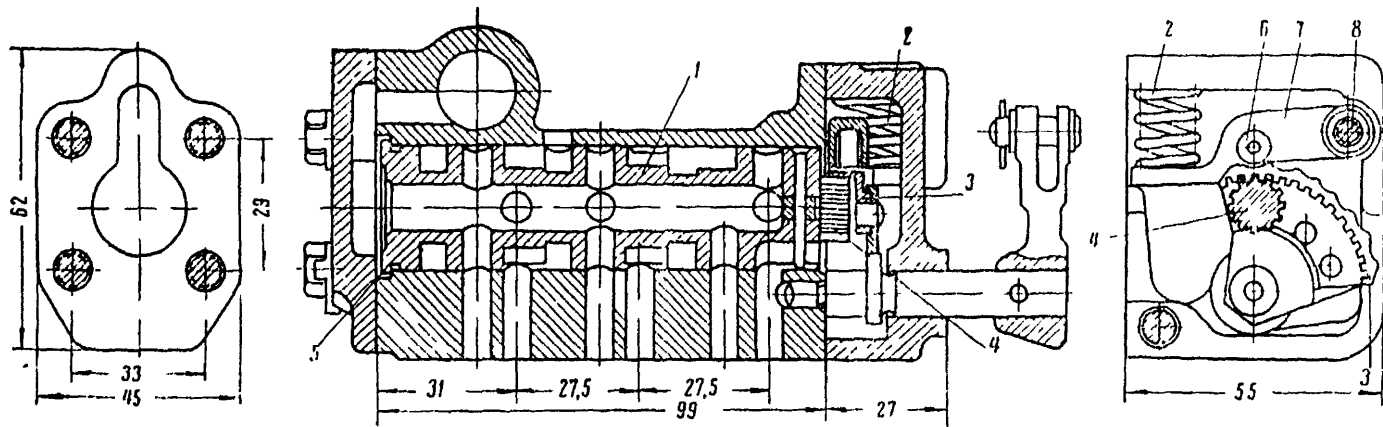
Автоматическая система переключения передач. Автоматическая система не только производит все операции, связанные с переключением передач, но и осуществляет выбор момента перехода с одной передачи на другую. Все это может протекать без участия водителя, который, однако, имеет возможность ограничивать работу автоматики и не допускать включения высшей передачи. Существующие системы автоматики используют два параметра для выбора момента переключения передач: нагрузку на двигатель и скорость движения (последняя при полном нажатии на педаль акселератора зависит от сопротивления движению). Параметр, учитывающий нагрузку на двигатель, используется для включения низшей передачи или для удержания ее во включенном положении. Параметр, учитывающий скорость движения, используется для включения высшей передачи.

Принципиальная схема автоматики управления двухступенчатой планетарной коробкой передач гидромеханической трансмиссии при карбюраторном двигателе показана на фиг. 219.

Здесь те же источники энергии, что и в полуавтоматической системе, описанной выше и мы на них не останавливаемся. Золотник ручного управления 11 позволяет включить автоматику (рычаг в положении В), ограничить работу только низшей передачей (рычаг в положении Н), установить в коробке передач нейтраль (положение рычага N) или включить задний ход (положение рычага ЗХ).

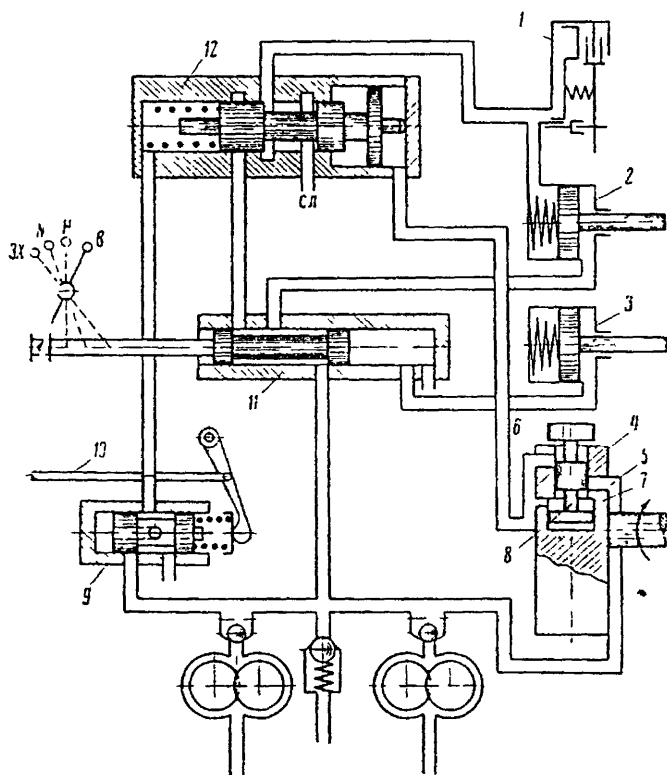
Регулятор давления 9 приводит в действие рычагом, тяга 10 которого связана с педалью акселератора. Давление жидкости, перепускаемой регулятором, пропорционально перемещению педали акселератора и, следовательно, нагрузке на двигатель.

Центробежный регулятор давления жидкости 4 имеет привод от ведомого вала трансмиссии, поэтому его обороты пропорциональны скорости движения машины. Во вращающемся маховике золотник 8 находится под действием центробежной силы, стремящейся переме-



Фиг. 218 Распределительное устройство кранового типа

стить его к периферии, и давления жидкости в полости 7 на неуравновешенную площадь золотника, стремящегося переместить его к центру. С изменением оборотов регулятора изменяется величина центробежной силы и должно измениться уравнивающее ее давление в полости 7. Давление регулируется цилиндрической частью золотника, устанавливающей соответствующее отношение проходных сечений напорной 5 и сливной 6 магистралей. Таким образом, давление жидкости, перепускаемой центробежным регулятором, пропорционально центробежной силе, т. е. квадрату скорости движения.



Фиг. 219. Принципиальная схема автоматического управления коробкой передач гидромеханической трансмиссии

Золотник переключения передач 12 с левой стороны нагружен пружиной и давлением от регулятора 9, с правой на него действует давление от центробежного регулятора. В зависимости от соотношения действующих сил золотник включает низшую или высшую передачу.

Сервомоторы 1, 2 и 3 включают фрикционные элементы коробки передач. Кольцевой сервомотор 1 включает блокировочный фрик-

цион высшей передачи, сервомотор 2 — тормоз низшей передачи, причем к обоим сторонам его поршня подводится одинаковое давление, но за счет пружины и большей площади с левой стороны при включении фрикциона тормоз выключается. Сервомотор 3 включает тормоз заднего хода и управляется непосредственно от золотника 11 ручного переключения.

Работа автоматики переключения передач заключается в следующем:

Рычаг в положении *N*. Золотник 11 закрывает напорную магистраль насоса (фиг. 220, *a*) и все передачи выключены.

Рычаг в положении *3X*. Золотник 11 соединяет сервомотор 3 с напорной магистралью, тормоз заднего хода включен (фиг. 220, *б*). Магистрали золотника 12 и сервомотора 2 сообщены со сливом.

Рычаг в положении *H* (фиг. 220, *в*). Золотник 11 соединяет сервомотор 2 с напорной магистралью, и включается тормоз низшей передачи. Золотник переключения 12 и сервомотор 1 сообщены со сливом. В рассмотренных трех положениях рычага автоматика не работает.

Рычаг в положении *B* (см. фиг. 219). Золотник 11 соединяет напорной магистралью сервомотор 2 и золотник 12. Последний при неподвижной машине будет отжат пружиной вправо, соединяя со сливом магистраль сервомотора 1. Включится низшая передача. Если двигатель работает на оборотах холостого хода, то момент гидротрансформатора недостаточен для начала движения. Для трогания с места водитель нажимает на педаль акселератора, увеличивая обороты двигателя и через тягу 10 приводит в действие регулятор давления 9. Давление от регулятора 9 передается в левую полость золотника 12 и будет способствовать удержанию низшей передачи во включенном положении. Трогание с места начинается на низшей передаче. В процессе разгона центробежный регулятор в правую полость золотника 12 будет передавать давление, пропорциональное квадрату скорости движения.

При достижении определенной скорости давление в правой полости золотника переключения преодолит силу пружины и давление жидкости в левой полости и сместит золотник влево (фиг. 220, *г*). Сервомотор 1 сообщается с напорной магистралью и включает высшую передачу. Одновременно подводится давление в левую полость сервомотора 2, и выключается тормоз низшей передачи. Машина будет двигаться на высшей передаче, пока давление от центробежного регулятора удерживает золотник 12 в левом положении. Если скорость движения начнет уменьшаться, то будет падать давление от центробежного регулятора, и при определенном давлении усилием пружины и давлением жидкости в левой полости золотник сместится вправо. Магистраль сервомотора 1 окажется соединенной со сливом, фрикцион выключится и сервомотор 2 включит тормоз низшей передачи. Движение будет продолжаться на низшей передаче, пока не создадутся условия для перехода на высшую передачу.

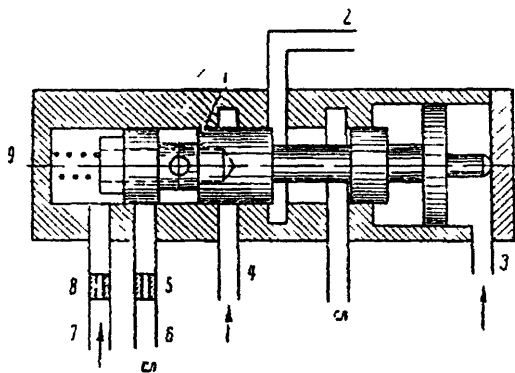
Автоматика, работающая по данному принципу, снабженная золотником ручного управления, получила широкое распространение на автомобилях и применялась на легких танках. Такая система способна обеспечить движение машины в различных условиях и значительно облегчить работу водителя.

Практически эта схема более сложна из-за применения различных устройств, улучшающих надежность и четкость работы автоматики.

Рассмотрим некоторые из них.

Золотник переключения. К нему предъявляется требование, чтобы крайние его положения были вполне устойчивыми, а любые промежуточные — не устойчивыми. Золотник, если он начал двигаться, должен быстро переместиться в другое крайнее положение. Остановка золотника в среднем положении приведет к длительному буксованию фрикционных элементов и к выходу их из строя. Далее золотник должен переключать передачу с низшей на высшую при большей скорости движения, чем при переключении с высшей на низшую.

На фиг. 221 показана схема выполненного золотника переключения, отвечающего этим требованиям.

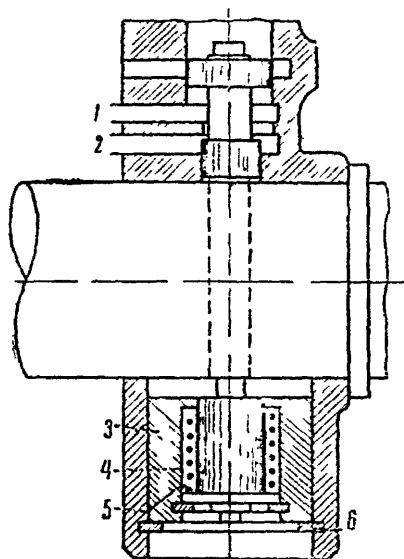


Фиг. 221. Схема золотника переключения

На золотник 1 слева действуют давление жидкости от регулятора давления через канал 7 с калиброванным отверстием 8 и пружина 9. Справа по каналу 3 подводится давление от центробежного регулятора. Канал 4 соединен с напорной магистралью, канал 2 — с сервомотором высшей передачи.

Допустим, давление справа достигло величины, при которой золотник начал двигаться влево. Пройдя некоторое расстояние, он откроет сливной канал 6 с калиброванным отверстием 5. В результате канал 7 окажется на некоторое время соединенным со сливом через одинаковые калиброванные отверстия 8 и 5 и через осевое и радиальное сверления в золотнике 1. Давление жидкости в левой по-

лости золотника уменьшится вдвое, равновесие золотника резко нарушится, и он быстро проскочит влево, включая высшую передачу. В левом положении золотник перекрывает канал 7, слева на него будет действовать только сила пружины. Для переключения с высшей передачи на низшую пружина должна самостоятельно преодолеть



Фиг. 222 Центробежный регулятор давления жидкости с двумя грузами

давление жидкости от центробежного регулятора в правой полости. Очевидно, это может произойти при значительно меньшей скорости, чем происходило переключение на высшую передачу. Как только золотник, сдвинувшись, приоткроет канал 7, давление в левой полости возрастает до половины давления регулятора (за счет калиброванных отверстий 8 и 5), равновесие золотника нарушится и он быстро проскочит вправо.

Центробежный гидравлический регулятор, показанный на фиг. 219, дает параболическую зависимость давления от скорости движения, что довольно неудобно, так как на малых скоростях кривая протекает очень полого, а на высоких — слишком круто. Для увеличения крутизны характеристики на малых скоростях и уменьшения ее на больших применяется регулятор с двумя грузами (фиг. 222).

При малых скоростях движения работают оба груза 3 и 4, причем усилие от груза 3 к грузу 4 передается через пружину 5, кривая давления имеет крутой уклон. При достижении определенной скорости груз 3 упирается в ограничительное кольцо 6 и выключается, в работе остается груз 4 и пружина, кривая будет протекать более полого.

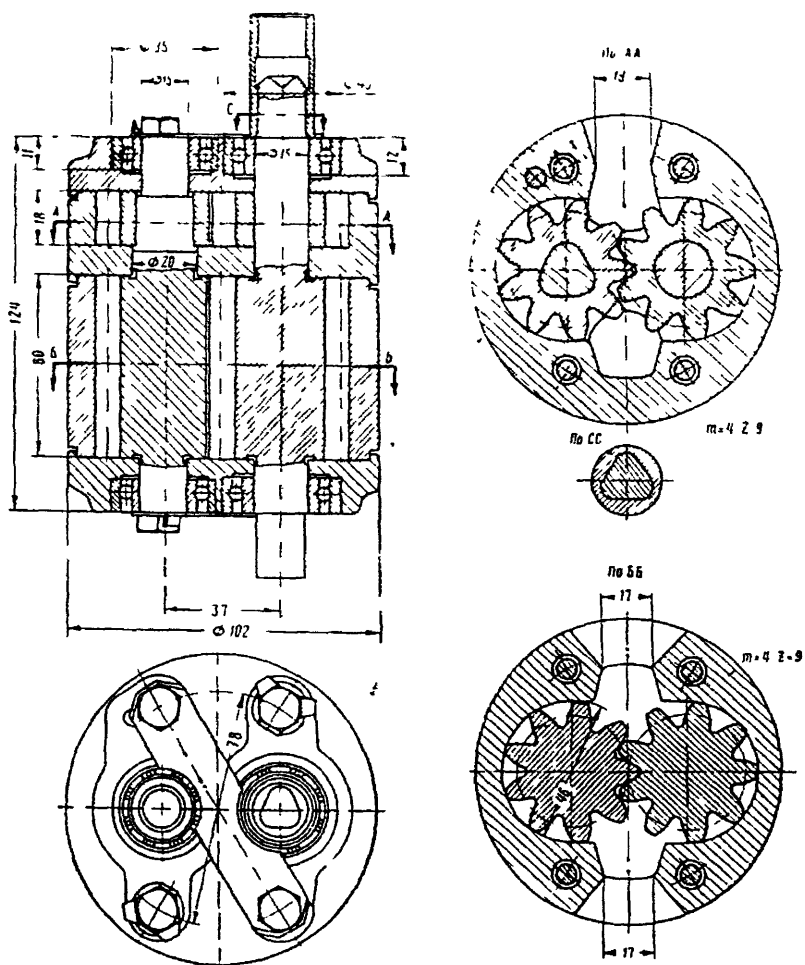
3. Конструкция основных элементов гидросервоприводов

Конструкция двухсекционного шестеренчатого насоса приведена на фиг. 223.

Шестерни установлены в корпусе на шариковых подшипниках, имеют одинаковый модуль $m = 4$ мм и числа зубьев $z = 9$.

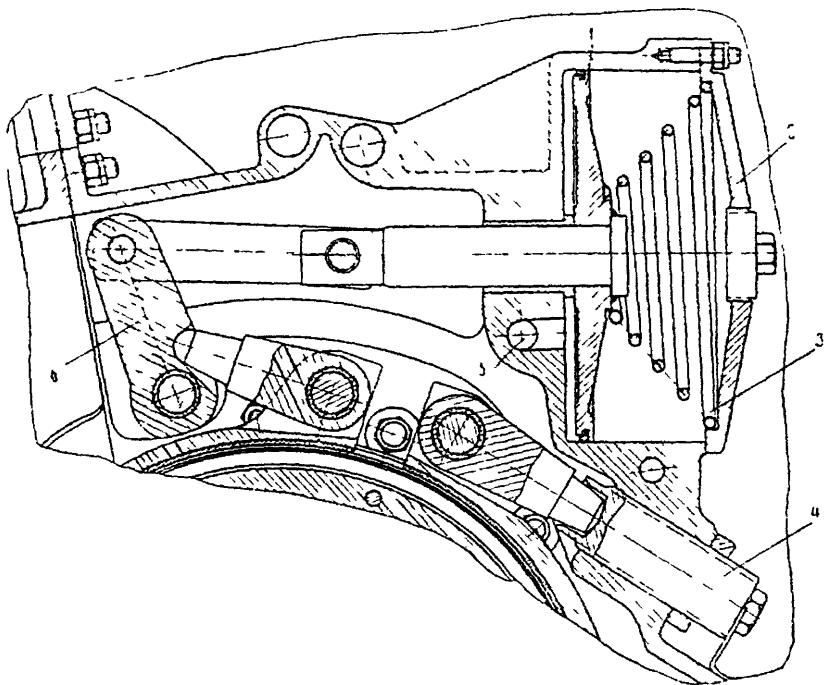
Конструкция поршневого сервомотора включения ленточного тормоза показана на фиг. 224.

Жидкость из напорной магистрали подводится под поршень 1 через канал 5. Крышка 2 нагружена только усилием пружины 3



Фиг. 223 Конструкция двухсекционного шестеренчатого насоса

поршня, что упрощает ее конструкцию и не требует сложного уплотнения. Применение конической пружины 3, допускающей большую осадку, уменьшает длину цилиндра сервомотора Звенья, соединяющие поршень с рычагом 6 тормоза, просты, так как работают на растяжение. Винт 4 служит для регулировки тормоза.



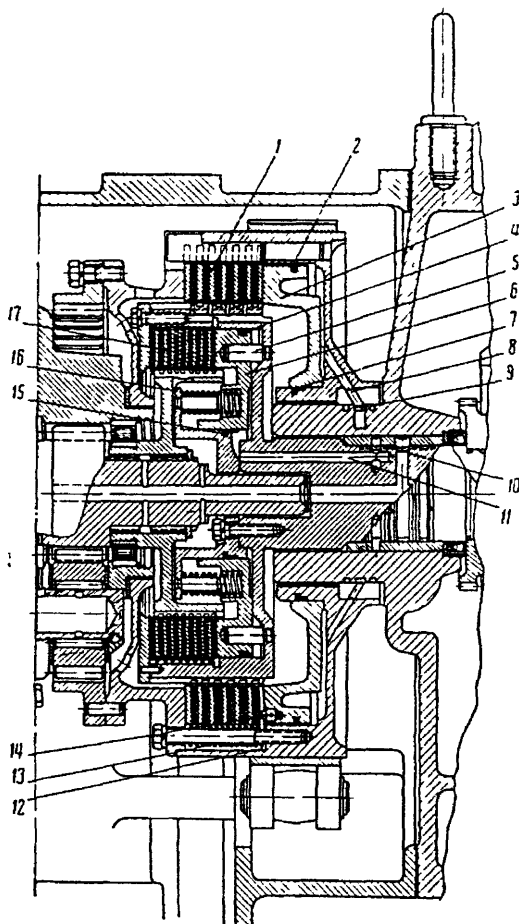
Фиг. 224. Поршневой сервомотор включения тормоза

Для управления фрикционами (дисковыми тормозами), работающими в масле, применяются кольцевые сервомоторы, обладающие малыми габаритами по длине и характеризующиеся простотой конструкции (фиг. 225).

Поршни 3 и 5 сервомоторов имеют форму колец с большой поверхностью. Уплотнения выполнены из маслостойкого материала, причем одни из них 2 и 4 установлены на наружной поверхности поршней и являются подвижными, другие 7 и 15 — неподвижными. От проворачивания относительно цилиндра поршень 3 удерживается диском 12 и штифтами 14, а поршень 6 — штифтами 5. Чистота выключения фрикциона 1 обеспечивается пружинами 13, упирающимися в диск 12; во фрикционе 17 для этой цели имеются пружины 16.

К сервомотору фрикциона 1 жидкость от распределительного устройства подводится через каналы картера, кольцевую выточку 9 и сверления 8; к сервомотору фрикциона 17 жидкость подводится

также через каналы картера, кольцевую выточку 10, ради осевые сверления 11 вала. Уплотнение кольцевых выточек ствлено пружинными кольцами.

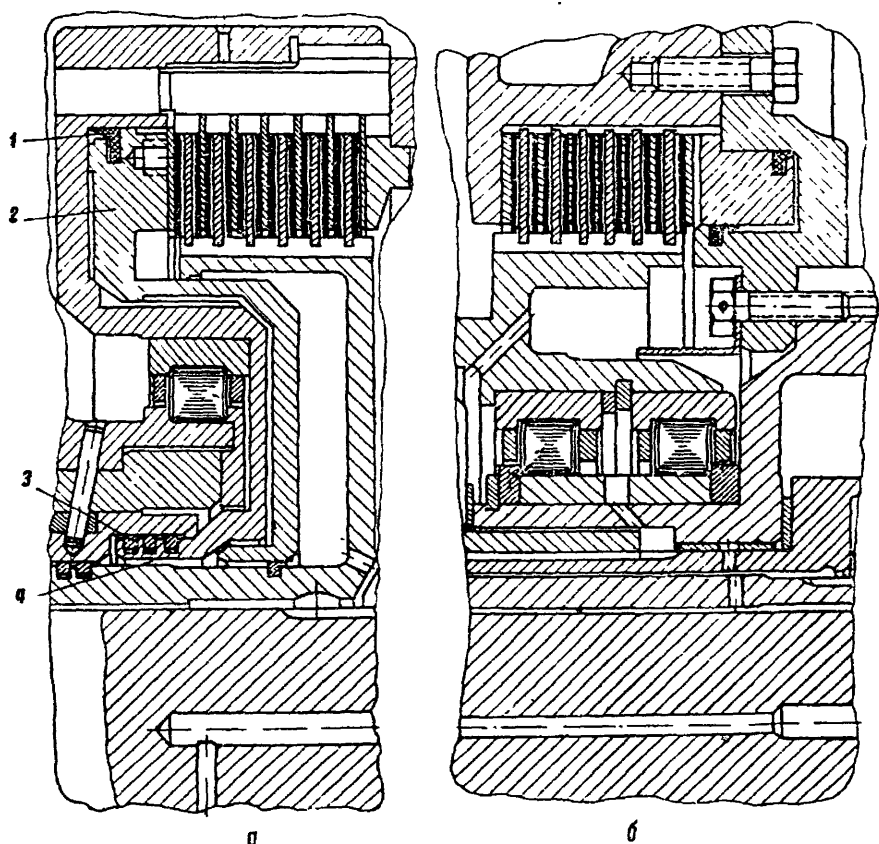


Фиг. 225 Конструкция кольцевых сервомоторов гидромеханической коробки передач

На фиг. 226 представлены конструкции кольцевых сервомоторов с различными площадями поршней.

Поршень 2 сервомотора блокировочного фрикциона (фиг. 226, а) развит до максимально возможного размера. Уплотнение 1 наружной поверхности поршня выполнено из маслостойкого материала, уплотнения внутренние — с помощью пружинных колец 3. Жидкость от распределительного устройства подводится в полость 4.

Сервомотор дискового тормоза поворота (фиг. 226, б) имеет площадь поршня, меньшую площади диска трения. Жидкость от распределительного устройства подводится через каналы картера в неподвижный цилиндр.



Фиг. 226. Конструкция кольцевых сервомоторов

4. Расчет основных элементов сервопривода

Определение основных размеров сервомотора. Для ориентировочного определения диаметра цилиндра сервомотора (фиг. 227) можно воспользоваться уравнением

$$p_c \Omega_{\text{ц}} \eta_{\text{м}} = Q + P_{\text{пр}},$$

где p_c — максимальное давление в цилиндре, кг/см^2 ;

$\Omega_{\text{ц}}$ — площадь цилиндра, см^2 ;

$\eta_{\text{м}}$ — механический к. п. д.; $\eta_{\text{м}} = 0,9 \div 0,95$;

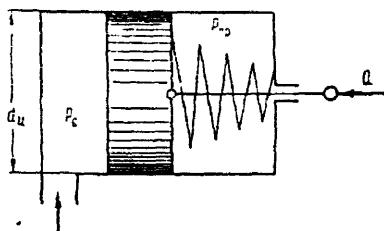
Q — нагрузка на поршень сервомотора, кг;

$P_{пр}$ — сила возвратной пружины, кг.

Отсюда находим диаметр цилиндра

$$d_{ц} = 2 \sqrt{\frac{Q + P_{пр}}{\pi p_c \gamma_{ц}}} \quad (134)$$

Диаметр цилиндра при прочих равных условиях уменьшается с увеличением давления. Но высокие давления требуют надежных уплотнений и применения более дорогих и сложных насосов. При предварительных расчетах давлением p_c можно задаваться из условий получения приемлемых диаметров сервомоторов. В некоторых случаях габариты сервомоторов получаются конструктивно. Так, дисковые фрикционы и тормоза, работающие в масле, включаются при помощи кольцевых сервомоторов, причем площадь кольца часто равна площади диска трения. В этом случае давление в системе определяется из выражения:



Фиг. 227. Схема поршневого сервомотора

$$p_c = q + \frac{P_{пр}}{\Omega_k},$$

где q — удельное давление на дисках трения;

$P_{пр}$ — суммарная сила выключающих пружин;

Ω_k — площадь поршня кольцевого сервомотора.

Для снижения давления p_c увеличивают площадь поршня за счет уменьшения внутреннего радиуса кольца. Ход поршня в кольцевом сервомоторе находится из выражения $S_n = z \delta$, где δ — зазор между дисками трения, z — число пар поверхностей трения. Для дисков, работающих в масле, $\delta = 0,2 \div 0,3$ мм. Предусматривается также некоторый запас хода на износ дисков трения.

В поршневом сервомоторе S_n определяется из хода тяги или рычага механизма выключения (или включения) фрикционного элемента, передаточного числа и некоторого запаса хода:

$$S_n = S_b c i, \quad (135)$$

где S_b — ход тяги или рычага механизма выключения;

i — передаточное число (отношение хода ведущего элемента — поршня к ходу ведомого конца привода);

c — коэффициент запаса.

Величина c может быть подсчитана из условия допускаемого в эксплуатации колебания зазора в тормозе или механизме выключения фрикциона.

Определение времени сработки сервомотора. Время t перемещения поршня сервомотора на полный ход S_n определяется из дифференциального уравнения движения деталей гидросервопривода. Предполагая, что напорная магистраль полностью открыта, а сливная целиком закрыта, и считая действующие на поршень силы постоянными, найдем

$$t = \sqrt{\frac{2MS_n}{p_n\Omega_n - Q}} \text{ [сек.]}, \quad (136)$$

где M — масса подвижных деталей гидросервопривода, приведенная к поршню, $\frac{\text{кг сек}^2}{\text{см}}$;

S_n — полный ход поршня, см;

p_n — давление, создаваемое насосом на входе в сервомотор, кг/см^2 ;

Ω_n — площадь цилиндра, см^2 ;

Q — сила сопротивления движению поршня (сопротивление нагрузки, возвратной пружины и трение).

Как видно из выражения (136), время сработки возрастает с увеличением массы M и хода S_n . С ростом разности $p_n\Omega_n - Q$ время уменьшается. Поэтому для уменьшения времени сработки необходимо уменьшать массы подвижных деталей, связанных с поршнем. В выполненной конструкции уменьшения t можно добиться за счет повышения давления p_n .

Определение производительности насоса. Производительность насоса Q_n определяется из условия заполнения цилиндра сервомотора за определенное время t при перемещении поршня на полный ход S_n . При этом следует учесть, что часть жидкости будет протекать в сливную магистраль за счет дросселирования и через зазоры между золотником и стенками канала. Учитывая сказанное, можно написать

$$Q_n t \eta_n = V_c,$$

откуда

$$Q_n = \frac{V_c}{t\eta_n} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{мин}} \right], \quad (137)$$

где V_c — объем, описываемый поршнем сервомотора, см^3 ; если данный насос обеспечивает жидкостью несколько одновременно работающих сервомоторов, то в V_c входят объемы всех этих сервомоторов;

$$V_c = V_1 + V_2 + \dots + V_n; \quad V_1 = \frac{\pi d_n^2}{4} S_1 \text{ и т. д.};$$

t — время сработки сервомотора, мин.;
 η_n — коэффициент наполнения, учитывающий расход жидкости путем дросселирования в сливную магистраль и утечки через зазор между золотником и стенками канала. в предварительных расчетах можно принимать $\eta_n \approx 0,6 \div 0,8$.

Определение основных размеров насоса. Основные размеры шестеренчатого насоса можно выбирать по следующим приближенным формулам¹.

Диаметр начальной окружности

$$d_n = 12,3 \sqrt[3]{\frac{Q_n}{n}} \text{ [мм]}, \quad (138)$$

где Q_n — производительность насоса в $\text{см}^3/\text{мин}$;

n — число оборотов в минуту.

Модуль $m \approx (0,06 \div 0,1) d_n$ мм.

Число зубьев $z_1 = z_2 = \frac{d_n}{m}$.

Ширина зуба $b \approx d_n$.

Действительная производительность насоса может быть ориентировочно подсчитана при поверочном расчете по формуле

$$Q_n = \pi d_n h b n,$$

где h — рабочая высота зуба;

n — обороты в минуту.

Мощность насоса подсчитывается по формуле

$$N = \frac{Q_n p_n}{450 \eta_m \eta_v}, \quad (139)$$

где Q_n — производительность насоса в $\text{л}/\text{мин}$;

p_n — давление, создаваемое насосом в $\text{кг}/\text{см}^2$;

η_m — механический к. п. д. насоса;

η_v — объемный к. п. д. насоса.

Определение сечения трубопроводов (магистралей). Диаметр напорного трубопровода находится из условия

$$\omega_{\text{тр}} V_{\text{ср}} = Q_n,$$

где $\omega_{\text{тр}}$ — площадь сечения трубопровода;

$V_{\text{ср}}$ — средняя скорость жидкости в трубопроводе, откуда

$$d_{\text{тр}} = 2 \sqrt{\frac{Q_n}{\pi V_{\text{ср}}}}. \quad (140)$$

В выполненных конструкциях $V_{\text{ср}} = 3 \div 8 \text{ м/сек.}$

¹ Т. М. Башта. Самолетные гидравлические устройства, Оборонгиз, 1946.

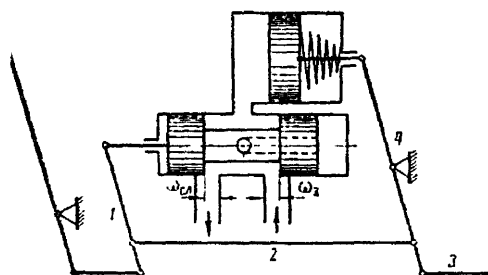
Для всасывающего трубопровода средние скорости принимаются в $3 \div 4$ раза меньше. В системах с постоянной циркуляцией жидкости для получения высокой чувствительности допускаются скорости протекания жидкости через золотник до $v_{cp} = 15 \text{ м/сек.}$

Определение размеров рычагов следящей системы. Пользуясь схемой (фиг. 228), обозначим:

Y_m — максимальное перемещение рычага управления;

z_m — максимальное перемещение золотника;

S_m — максимальное перемещение поршня.



Фиг. 228. Схема для определения передаточных чисел следящей системы

Принимаем передаточное число привода постоянным, пренебрегаем зазорами в шарнирах. Считая тягу 2 неподвижной, так как через тягу 3 она связана с нагрузкой, переместим рычаг управления на величину, обеспечивающую движение золотника на z_m . Для этого используется лишь часть хода рычага управления, обозначим ее через δY_m где δ — постоянный коэффициент, зависящий от

конструкции привода. Тогда можно написать:

$$\frac{\delta Y_m}{z_m} = i_z,$$

или

$$\frac{Y_m}{z_m} = \frac{i_z}{\delta},$$

где i_z — передаточное число от рычага к золотнику.

При полностью открытой напорной магистрали поршень сервомотора переместится на S_m . Чтобы при перемещении поршня золотник держал открытой напорную магистраль, необходимо продолжать перемещение рычага управления.

Исходя из этого, напишем

$$\frac{Y_m(1 - \delta)}{S_m} = i_s,$$

или

$$\frac{Y_m}{S_m} = \frac{i_s}{1 - \delta},$$

где i_s — передаточное число от рычага управления к поршню

Наличие жесткой обратной связи между элементами системы (через тягу 2 и рычаги 1 и 4) обуславливает взаимозависимость

между перемещениями рычага управления, золотника и поршня. Поэтому зависимость между перемещениями поршня и золотника можно получить из совместного решения предыдущих равенств:

$$\frac{S_m}{z_m} = \frac{i_z}{i_1} \cdot \frac{1 - \delta}{\delta}. \quad (141)$$

Полученные выражения дают возможность определить конструктивные размеры плеч рычагов следящей системы.

Ход рычага управления в сервоприводе достаточно иметь до $Y_m = 300$ мм. Если же управление осуществляется от одного рычага качанием его в поперечной плоскости, то величина Y_m может быть меньше, порядка $150 \div 200$ мм. Полное перемещение золотника зависит от формы проходных сечений напорной и сливной магистралей (круглые, прямоугольные, редко — более сложной формы). В ряде выполненных конструкций $z_m = 2 \div 4$ мм. Передаточное число i_z определяет усилие на рычаге управления от давления жидкости на неуравновешенную площадь золотника. Передаточное число и диаметр золотника подбираются так, чтобы максимальное усилие на рычаге управления не превышало $10 \div 12$ кг. В выполненных конструкциях диаметры золотников находятся в пределах $9 \div 20$ мм.

ЧАСТЬ III

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ТАНКА

ГЛАВА 15

ПОДВЕСКА ТАНКОВ

Поддержание корпуса танка и обеспечение его движения осуществляется механизмами и деталями, образующими гусеничный движитель и подвеску, из которых и состоит ходовая часть танка.

Подвеской танка называется группа деталей, связывающих корпус танка с опорными катками.

При движении танка по местности опорные катки испытывают сильные толчки и удары из-за неровностей грунта. Если бы эти толчки и удары полностью передавались через подвеску на корпус танка, это вызвало бы такие сотрясения и колебания корпуса, которые мешали бы членам экипажа выполнять свои функции, вызывали быструю утомляемость людей и приводили к разрушению деталей ходовой части и механизмов, расположенных внутри корпуса танка. В конечном счете, эти толчки не позволили бы танку развить достаточную скорость движения.

Для уменьшения вредного действия толчков и ударов в подвеску танков обязательно вводят упругие звенья — рессоры. Под рессорой принято понимать любой упругий элемент подвески.

Назначение подвески — смягчать толчки и удары при движении танка в любых условиях и со всеми скоростями движения, которые обеспечиваются двигателем танка.

Деформация упругих элементов подвески и перемещение корпуса от набегающих катков на неровности дороги или местности приводят к возникновению колебаний, которые также оказывают вредное действие: снижают меткость стрельбы из танка с ходу, затрудняют наблюдение за полем боя и местностью и снижают работоспособность экипажа.

Для уменьшения колебаний корпуса танка в систему подвески современных танков вводятся амортизаторы.

При заданных дорожных условиях и скорости движения танка характер и величина сотрясений и колебаний корпуса зависят от конструкции и качества системы поддрессоривания (подвески). Чем выше скорость движения и хуже подвеска, тем интенсивнее сотрясения и колебания корпуса танка. Это вынуждает водителя снижать

скорость движения танка до скорости, ниже допускаемой сопротивлением движению.

Таким образом, система поддрессоривания оказывает определяющее влияние на одно из важнейших боевых качеств танка — скорость движения (среднюю — при движении на марше и максимальную — при движении по местности в боевой обстановке).

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТАНКОВЫХ ПОДВЕСОК

По способу соединения опорных катков между собою и с корпусом танковые подвески разделяются на следующие три группы:

1. Индивидуальные или независимые, у которых каждый опорный каток связан с корпусом танка независимо от других.

2. Блокированные или балансирные, у которых опорные катки связаны между собой в тележки по нескольку катков, а каждая тележка соединяется с корпусом танка.

3. Смешанные, у которых имеются как независимые, так и блокированные опорные катки.

К началу второй мировой войны индивидуальные подвески применялись на 8 из 23 известных марок танков, а к концу войны — на 18 из 37.

В балансирных подвесках изменение усилия на один каток вызывает изменение усилий на всех других катках, соединенных в тележку. При этом распределение усилий обратно пропорционально длине плеч балансира, с помощью которых опорные катки соединены друг с другом.

Основной недостаток блокированных подвесок — малая надежность, что конструктивно очень трудно устранить.

Недостаток индивидуальных подвесок — большое раскачивание корпуса танка, устраняется выбором характеристики подвески и постановкой амортизаторов.

Подвески смешанного типа особых преимуществ не имеют.

На современных танках преимущественно применяются индивидуальные подвески (исключение составляют лишь некоторые иностранные танки).

По типу упругого элемента индивидуальные подвески современных танков разделяются на следующие группы:

- торсионные подвески,
- подвески с винтовыми пружинами,
- подвески с листовыми рессорами,
- пневматические,
- гидравлические,
- гидропневматические,
- резиновые подвески.

Наибольшее распространение на современных танках имеют торсионные подвески. Конструктивно они могут быть выполнены различно:

- с одинарными торсионами сплошного сечения,
- с двойными, последовательно работающими торсионами,
- с пучковыми торсионами.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПОДВЕСКАМ И ПАРАМЕТРЫ ИХ ОЦЕНКИ

К подвеске танка предъявляются следующие основные требования:

Живучесть, т. е. достаточная прочность, износоустойчивость и надежность при всех условиях работы подвески, минимальная уязвимость и возможность движения при поражении отдельных элементов подвески.

Плавность хода, т. е. способность танка двигаться по неровностям дороги или местности без значительных толчков, ударов в ограничитель хода, сотрясений и колебаний корпуса.

Малый вес особенно неподдрессированных частей.

Минимальный объем, особенно элементов, расположенных внутри корпуса танка.

Удобство обслуживания и простота ремонта (в том числе монтажа и демонтажа).

Рассмотрим эти требования более подробно и установим оценочные параметры их.

1. Живучесть подвески.

Выполнение этого требования оценивается:

- запасом прочности в отдельных деталях подвески,
- запасом потенциальной энергии упругих элементов,
- коэффициентом живучести,
- обеспечением неуязвимости (расположением и бронированием).

Запас прочности. Теоретически не представляется возможным установить для деталей подвесок танков точные нормы запасов прочности, которые учитывали бы характер нагрузки, свойства металла и конструктивные формы деталей. Поверочный расчет на статическую нагрузку деталей подвесок танков периода второй мировой войны показывает, что запас прочности в деталях, воспринимающих удар, находится в пределах от 2 до 15. В то же время испытания танков при движении с высокими скоростями в наиболее тяжелых условиях (разбитое булыжное шоссе, каменистый или мерзлый грунт) свидетельствуют о том, что динамическая нагрузка, передаваемая на корпус через детали подвески и упоры, в 8 ÷ 11 раз превышает статическую нагрузку.

В связи с этим запас прочности всех деталей подвески, воспринимающих эту нагрузку, должен быть равен 8 ÷ 11, т. е. допустимые напряжения при расчете на статическую нагрузку всех деталей, расположенных до упора, ориентировочно должны быть

$$[\sigma] = \frac{\sigma_n}{(8 \div 11)},$$

где σ_n — предел прочности.

Запас потенциальной энергии (энергоемкость) характеризует способность системы подрессоривания поглощать энергию ударов

Чем больше потенциальная энергия упругих элементов ходовой части (рессор, упоров, шин, амортизаторов), тем меньшая доля кинетической энергии колебательного движения корпуса пойдет на удар в ограничители хода и тем выше возможная скорость движения танка.

Для оценки запаса потенциальной энергии введены три параметра:

- фактор поглощения удара;
- удельная потенциальная энергия при вертикальном перемещении корпуса;
- удельная потенциальная энергия при угловом перемещении корпуса.

Первый оценочный параметр характеризует способность всей ходовой части поглощать энергию удара при вертикальном перемещении корпуса. Второй характеризует с этой точки зрения только подвеску танка. Третий параметр определяет способность подвески поглощать энергию удара при угловых перемещениях корпуса.

Фактор поглощения удара представляет собой отношение полного запаса потенциальной энергии всех упругих элементов ходовой части к подрессоренному весу танка, т. е.

$$\lambda = \frac{2 \sum_1^n A_{\text{рес}} + 2 \sum_1^z A_{\text{уп}} + 2 \sum_1^n A_{\text{ш}} + 2 \sum_1^r A_{\text{ам}}}{G_n},$$

- где $A_{\text{рес}}$ — потенциальная энергия рессор одного катка; ..
 $A_{\text{уп}}$ — потенциальная энергия деформации одного упора;
 $A_{\text{ш}}$ — потенциальная энергия деформации шин одного опорного катка;
 $A_{\text{ам}}$ — энергия, поглощаемая амортизатором;
 n — число опорных катков одного борта;
 z — число упоров одного борта;
 r — число катков на одном борту, снабженных амортизаторами.

Величины деформации упоров и коэффициент жесткости их должны согласовываться с характеристикой рессор с тем, чтобы она была приведена к желаемому нелинейному виду.

Доля потенциальной энергии, поглощаемой резиновыми шинами, незначительна.

Удельная потенциальная энергия при вертикальном перемещении корпуса представляет собой отношение потенциальной энергии рессор при вертикальном перемещении корпуса к весу подрессоренных частей танка:

$$\lambda_2 = \frac{2 \sum_1^n A_{\text{рес}}}{G_n}.$$

Для подвесок с линейной характеристикой (фиг. 229)

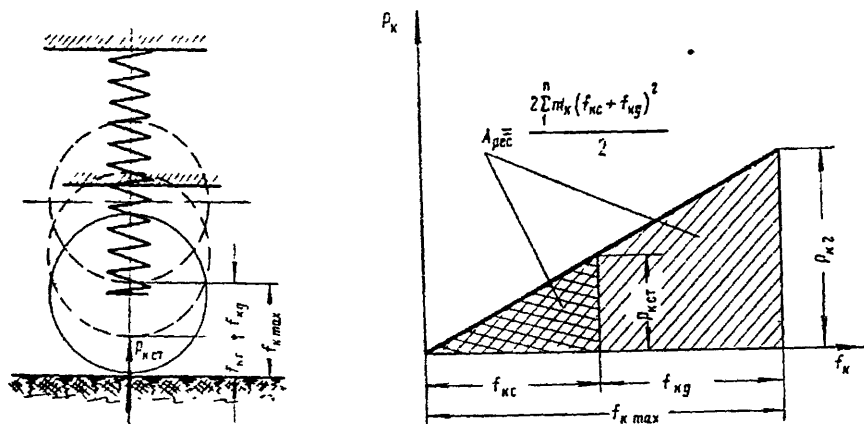
$$\lambda_z = \frac{\sum_1^n m_k (f_{kc} + f_{kd})^2}{G_n}, \quad (142)$$

где m_k — модуль жесткости подвески;

f_{kc} — статический ход катка;

f_{kd} — динамический ход катка.

В выполненных конструкциях танков значения λ_z лежат в пределах $80 \div 480$ мм, причем для индивидуальных подвесок $\lambda_z = 200 \div 480$ мм, для блокированных $\lambda_z = 80 \div 250$ мм.



Фиг. 229. Схема и график подвески с линейной характеристикой

Таким образом, блокированные подвески обладают удельной потенциальной энергией тем меньшей, чем больше катков сблокировано в тележку. Это объясняется следующим обстоятельством.

Динамический ход катка f_{kd} мог бы равняться клиренсу машины δ но, учитывая возможность удара днища в грунт при колебаниях корпуса, обычно принимают ход катка равным примерно половине клиренса:

$$f_{kd} \approx \frac{\delta}{2}.$$

При индивидуальной подвеске поджатие рессоры $f_{pд}$ равно ходу катка

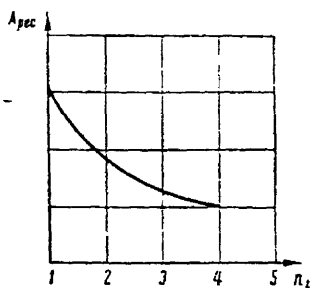
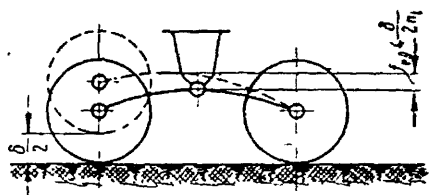
$$f_{pд} \approx f_{kd}.$$

У блокированной подвески при том же ходе катка поджатие рессоры (фиг. 230) будет меньше:

$$f_{pд} = \frac{f_{kd}}{n_i} \approx \frac{\delta}{2n_i},$$

где n_i — число опорных катков, сблокированных в тележке.

Таким образом, потенциальная энергия подвески уменьшается (при прочих равных условиях) с увеличением числа опорных катков, заблокированных в тележке. Этим и объясняется меньшая на-



Фиг. 230. Влияние блокировки катков на потенциальную энергию подвески

дежность заблокированной подвески по сравнению с индивидуальной.

Удельная потенциальная энергия при угловом перемещении корпуса есть отношение полной потенциальной энергии Π_{φ} упругих элементов подвески при угловом перемещении корпуса до упора балансиров крайних опорных катков в ограничители хода к моменту инерции поддрессоренной части танка относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести. Запас потенциальной энергии рессор подвески при таком перемещении корпуса танка равен

$$\Pi_{\varphi} = \frac{M_{y\max} \varphi_{\max}}{2} = \frac{\varphi_{\max}^2 \sum_1^n 2 m_k l_i^3}{2},$$

где $M_{y\max} = \varphi_{\max} \sum_1^n 2 m_k l_i^2$ — максимальное значение момента от упругих сил рессор;

l_i — расстояние от центра тяжести до приведенных рессор;

φ_{\max} — максимальная амплитуда угловых колебаний корпуса;

$$\varphi_{\max} = \frac{f_{\kappa\lambda}}{l_{1(n)}};$$

$l_{1(n)}$ — расстояние от центра тяжести танка до крайней приведенной рессоры.

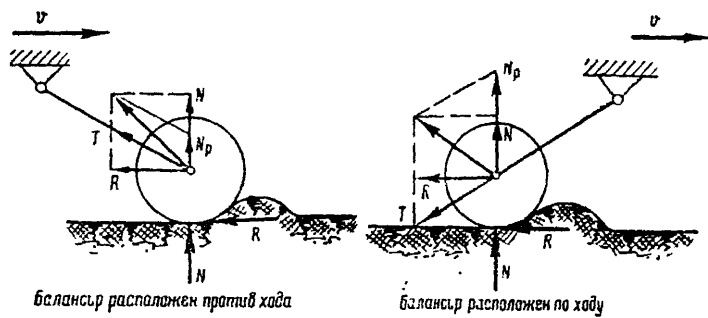
В связи с этим удельная потенциальная энергия при угловом перемещении корпуса равна

$$\lambda_{\varphi} = \frac{\Pi_{\varphi}}{I_y} = \frac{f_{\kappa\lambda}^2 \sum_1^n m_k l_i^3}{I_y l_{1(n)}^2} \left[\frac{1}{\text{сек}^2} \right]. \quad (143)$$

где I_z — момент инерции поддрессоренной части танка относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести танка;

При скоростях движения, свойственных современным танкам, должно быть $\lambda_{\varphi} > 1,5 \frac{1}{\text{сек}^2}$.

У индивидуальной подвески с определенным запасом потенциальной энергии сила жесткого удара, передаваемого на корпус, заметно зависит от направления балансиров (фиг. 231). Если балансиры расположены «по ходу», то при набегании на неровность каток легко поднимается, деформируя дополнительно свою рессору ($N_p > N$). Если же балансиры направлены «против хода», то при набегании катка на неровность через балансиры на корпус танка передаются жесткие удары (сила T) тем более сильные, чем больше угол наклона балансира. Поэтому такое расположение балансиров весьма нежелательно и может применяться лишь, как вынужденное, когда по условиям общей компоновки иное расположение их невозможно.



Фиг. 231. Зависимость силы жесткого удара, передаваемого на корпус, от направления балансира

При проектировании подвески танка необходимо стремиться обеспечить ей возможно большую потенциальную энергию как за счет модуля, так и особенно за счет динамического хода катка. С этой точки зрения подвеска оценивается коэффициентом динамичности — отношением потенциальной энергии при полном сжатии всех рессор к потенциальной энергии при их деформации под статической нагрузкой (для подвески с линейной характеристикой):

$$k_d = \frac{f_{\kappa \max}^2}{f_{\kappa c}^2} = \frac{P_{\kappa d}^2}{P_{\kappa c}^2},$$

где $P_{\text{д}}$ — нагрузка на каток при соприкосновении с ограничителем;

$P_{\text{ст}}$ — статическая нагрузка на каток.

Подвески современных танков имеют коэффициент динамичности $k_{\text{д}} = 2 \div 4$. Чем больше $k_{\text{д}}$, тем меньше вероятность удара балансиров в ограничители хода, тем выше возможная скорость движения танка по неровностям.

Коэффициент живучести характеризует способность подвески сохранять свою работоспособность при поражении части опорных катков:

$$k_{\text{ж}} = \frac{2n}{n_i}.$$

При индивидуальной подвеске $k_{\text{ж}} = 2n$.

2. Плавность хода.

Оценочными параметрами плавности хода танка являются амплитуды продольных угловых и линейных вертикальных колебаний φ и z , скорости этих колебаний $\dot{\varphi}$ и \dot{z} , ускорения $\ddot{\varphi}$ и \ddot{z} и периоды T_{φ} и T_z колебательного движения подрессоренной части танка. Влияние этих параметров на меткость огня с ходу, наблюдение из танка, утомляемость экипажа и на перегрузку механизмов танка подробно рассматривается в курсе «Теория танков».

Скорость колебательного движения влияет на качество и меткость стрельбы с ходу. Величина ускорений колебательного движения влияет на утомляемость экипажа и инерционную перегрузку деталей ходовой части танка.

Чем меньше скорость и ускорения колебательного движения, тем выше плавность хода танка.

Максимальная угловая скорость равна

$$\dot{\varphi}_{\text{max}} = \frac{2\pi}{T_{\varphi}} \varphi_{\text{max}},$$

т. е. чем больше период и меньше амплитуда, тем меньше скорость колебательного движения, тем меньше, следовательно, рассеивание снарядов при стрельбе с ходу.

Опытом проще определяется средняя угловая скорость колебательного движения. В связи с этим плавность хода танка принято оценивать по средней угловой скорости колебательного движения, которая равна

$$\dot{\varphi}_{\text{ср}} = \frac{\dot{\varphi}_{\text{max}}}{1,57}.$$

Для достижения наибольшей вероятности попаданий при стрельбе с ходу отклонения не должны выходить за пределы цели. Это

обеспечивается, если средняя скорость колебательного движения корпуса танка с башней не превышает

$$\varphi_{cp} = 0,02 \div 0,01 \text{ } ^\circ/\text{сек.}$$

На меткость ведения огня оказывает также некоторое влияние, хотя и незначительное, линейное вертикальное колебание.

Максимальная линейная скорость вертикального колебательного движения

$$\dot{z}_{max} = \frac{2\pi}{T_z} \cdot z_{max}.$$

Подвески современных танков не обеспечивают меткости стрельбы с ходу при движении по пересеченной местности на боевой скорости. Эта задача может быть решена эффективно только применением стабилизирующих устройств для танкового вооружения.

На утомляемость человеческого организма влияет главным образом ускорение колебательного движения.

Максимальное ускорение угловых колебаний

$$\ddot{\varphi}_{max} = \left(\frac{2\pi}{T_\varphi} \right)^2 \varphi_{max}.$$

Соответственно для линейных колебаний (в вертикальной плоскости)

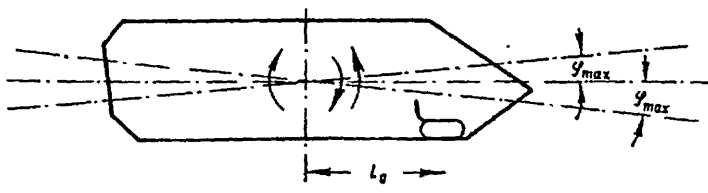
$$\ddot{z}_{max} = \left(\frac{2\pi}{T_z} \right)^2 z_{max}.$$

На утомляемость человека влияет также совместное действие угловых и линейных колебаний.

Должно быть (фиг. 232):

$$\ddot{z}_{max} + \ddot{\varphi}_{max} l_0 \leq (1,5 \div 3) g \text{ м/сек}^2,$$

где l_0 — расстояние по горизонтали от центра колебаний до места расположения человека — члена экипажа.



Фиг. 232. К определению ускорений в местах размещения экипажа

Из всего вышесказанного следует, что плавность хода зависит от амплитуды и периода колебаний.

Для большинства современных танков максимальная угловая амплитуда при наклоне корпуса до посадки балансиров на крайние упоры может достигать величины $3 \div 5^\circ$, а максимальная амплитуда вертикальных колебаний — величины динамического хода катков.

Период фактических колебаний корпуса при движении танка в реальных условиях мало отличается от периода собственных колебаний, поэтому принято при расчете и оценке плавности хода танка руководствоваться периодом собственных колебаний.

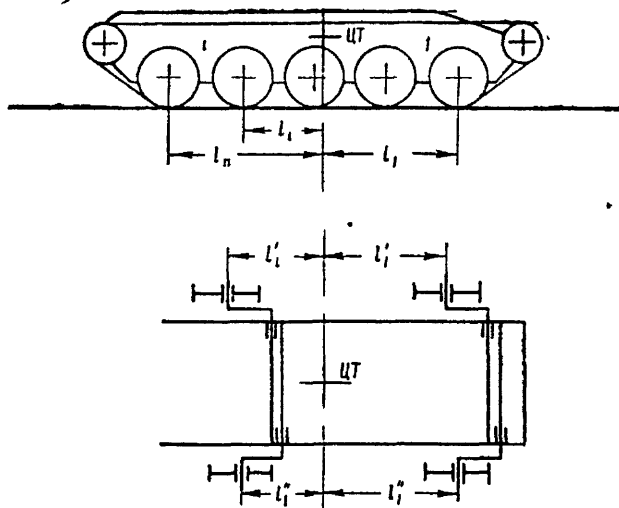
Как известно из курса «Теория танков», период собственных угловых колебаний корпуса танка определяется выражением

$$T_{\varphi} = \frac{2\pi}{k_{\varphi}} = 2\pi \sqrt{\frac{I_y}{2 \sum_{i=1}^n m_k l_i^2}}, \quad (144)$$

где k_{φ} — частота угловых колебаний (остальные обозначения приводились выше).

При смещении опорных катков одного борта по отношению к опорным каткам другого борта (фиг. 233)

$$l_i = \frac{l_i' + l_i''}{2}$$



Фиг. 233. Определение l_i при смещенных опорных катках

Момент инерции поддрессоренной части танка, может быть определен по эмпирической формуле:

$$I_y = 0,12 \beta^2 \frac{G_n}{g} (L_k^2 + H_k^2) \text{ кгмсек}^2,$$

где G_n — поддрессоренный вес танка, кг;

L_k — длина корпуса, м,

H_k — высота корпуса, м;

β — коэффициент распределения масс.

Принимают $\beta = 1,05 \div 1,15$ (верхний предел для танков с длинноствольными пушками).

Период линейных колебаний корпуса танка определяется по формуле

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{f_{kc}}{g}}, \quad (145)$$

где f_{kc} — статический ход катка;

g — ускорение силы тяжести.

При прочих равных условиях период собственных колебаний зависит от модуля жесткости подвески: с уменьшением модуля жесткости период собственных колебаний увеличивается и при соответствующем увеличении динамического хода катков повышается плавность хода танка.

Таким образом, требования живучести (запаса потенциальной энергии) и плавности хода в отношении модуля подвески находятся в противоречии. Это противоречие разрешается применением подвесок с нелинейной (прогрессивной) характеристикой и амортизаторов

Периоды собственных колебаний современных танков лежат в пределах $T_z = 0,6 \div 2,0$ сек. и $T_z = 0,3 \div 1,0$ сек. Учитывая многообразие требований, предъявляемых к подвеске, можно считать наиболее приемлемыми средними величинами периодов $T_z = 1,1 \div 1,3$ сек.

Опытами установлено, что при прочих равных условиях амплитуда колебаний уменьшается:

- с увеличением веса и момента инерции танка (его поддрессоренных частей),

- при установке амортизаторов,

- с увеличением числа опорных катков при индивидуальной подвеске, а при балансирной — с увеличением числа опорных катков, заблокированных в тележке.

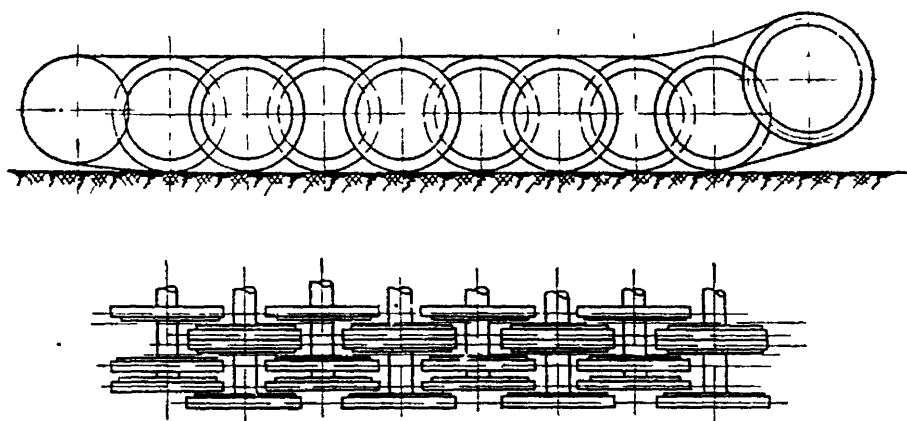
3. Малый вес и минимальный объем подвески.

Вес и объем подвески характеризуют ее конструктивное совершенство. Выполнение этого требования достигается правильным выбором типа и схемы подвески, конструктивных форм и размеров отдельных ее деталей, а также выбором сорта материала и способа изготовления деталей. В современных танках вес подвески составляет 3,5—7% от веса танка.

4. Удобство обслуживания и простота ремонта.

Это требование определяется доступностью для осмотра и ухода, легкостью замены деталей и их взаимозаменяемостью. В качестве примера неудачной конструкции с точки зрения этого требования можно привести подвески немецких танков T-V и T-VI с

шахматным расположением опорных катков (фиг. 234) Шахматное расположение опорных катков затрудняет обслуживание, монтаж и демонтаж ходовой части танка и резко увеличивает сопротивление движению в распутицу вследствие забивания ходовой части грязью.



Фиг. 234. Схема шахматного расположения опорных катков

§ 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ПОДВЕСОК

Подвеска танка с винтовыми пружинами, размещенными внутри корпуса в шахтах (типа Т-34) отличалась достаточной простотой, высокой надежностью конструкции и небольшим модулем ($m_k = 200 \div 240 \text{ кг/см}$). Основной недостаток этой подвески — большой объем, занимаемый ею внутри корпуса. Более компактными подвесками являются торсионные. Рассмотрим более подробно их особенности.

На фиг. 235 показаны типичные способы крепления торсионов и балансиров при торсионной подвеске с одинарными торсионами сплошного сечения.

В варианте *a* (ИС-3) торсион удерживается от осевого смещения в основном силами трения, возникающими в шлицевых соединениях торсиона с кронштейном и осью балансира опорного катка. Кроме того, осевое смещение торсиона исключается шайбой с пружинным кольцом, поставленной в отверстие оси балансира катка, и деревянной пробкой с ограничительной шайбой с другого конца. Шайба, и пробка в то же время защищают шлицы от загрязнения, предохраняя их от коррозии.

Балансир с опорным катком от осевого смещения удерживается ограничительной шайбой *1*, прикрепленной к кронштейну. Балансир укреплен на оси неподвижно (напрессован в горячем состоянии и

приварен) Регулировка колен осуществляется регулировочными кольцами 2. Конструкция подвески достаточно проста и надежна, но имеет высокий приведенный модуль жесткости.

Вариант б отличается способом крепления балансира на оси. Балансир укреплен на шлицах оси и удерживается шайбой.

В варианте в балансир подвески удерживается от осевых перемещений ограничительной планкой 1, входящей в паз головки балансира 3. «Выставка» катков (регулировка колен) осуществляется регулировочными прокладками 2.

В варианте г (Т-44) торсион удерживается от осевых смещений штырем 1, входящим в выточки торсиона и кронштейна. Регулировочный болт 2, через головку которого проходит штырь 3, проходящий также через отверстия головки балансира, предназначен для удержания балансира с опорным катком от осевого смещения и регулирования положения балансира относительно корпуса машины. При такой конструкции трудно обеспечить надежность работы регулировочного болта, а торсион, кроме крутящего момента, нагружается и осевой силой от балансира опорного катка (при повороте танка).

Вариант д отличается от предыдущего тем, что ось балансира разгружена от изгибающего усилия со стороны балансира катка благодаря применению опорного кронштейна. В этой подвеске балансир укреплен на двух опорах: на безобоймовом роликовом подшипнике 1 (помещенном в опорном кронштейне) и на подшипнике скольжения (помещенном в кронштейне оси балансира). Значительное осевое смещение торсиона исключено: в одну сторону стопорным кольцом 2, в другую — крышкой опорного кронштейна 3.

Балансир от осевого смещения в этой подвеске удерживается ограничителем 4, прикрепленным к нему болтами. Ограничитель имеет паз, в который входит выступ опорного кронштейна. В конечном счете балансир удерживается от осевого смещения опорным кронштейном.

Положение балансира с опорным катком относительно корпуса машины регулируется при помощи прокладок 5, помещенных под ограничителем. Конструкция подвески в целом надежна. Недостатком ее являются заниженные показатели по плавности хода, что частично вызывается небольшой длиной балансира (по принятой компоновке ходовой части балансир размещается в габаритах опорного катка).

В варианте е балансир удерживается от осевого смещения ограничителем, укрепленным на корпусе машины и входящим в паз, имеющийся на оси балансира. Для удержания торсиона в осевом направлении применена эксцентричная шайба 1, входящая в паз, выточенный в оси балансира, шайба 3 и болт 2, ввернутый в большую головку торсиона.

В варианте ж (Т-III) малая головка торсиона закреплена в шлицевом отверстии цилиндрической вставки 1. Применение цилиндрической вставки целесообразно, так как этим обеспечивается

сменность изнашиваемой части кронштейна и возможность изготовления ее из более качественной стали. С этого же конца торсион удерживается от осевого смещения при помощи двух болтов 2. Балансир с опорным катком удерживается от осевого смещения торсионом, так как он прикреплен к торсиону с помощью шпильки 3, под гайку которой ставятся регулировочные прокладки 4. Ось балансира в этой подвеске установлена на игольчатых подшипниках 5.

Восприятие осевого усилия со стороны балансира и опорного катка торсионами в вариантах *г* и *ж* является нежелательным, так как оно увеличивает напряжение торсиона.

На игольчатых подшипниках укреплен ось балансира и в варианте *з* (СУ70), где неподвижный конец торсиона закреплен также в шлицевой отверстии цилиндрической вставки. Осевое смещение торсиона в этом варианте исключается деталями, расположенными со стороны обоих торцов торсиона. Удержание балансира в осевом направлении обеспечивается кольцевой гайкой 1, навинченной на ось балансира, и пробкой 2, ввинченной в кронштейн.

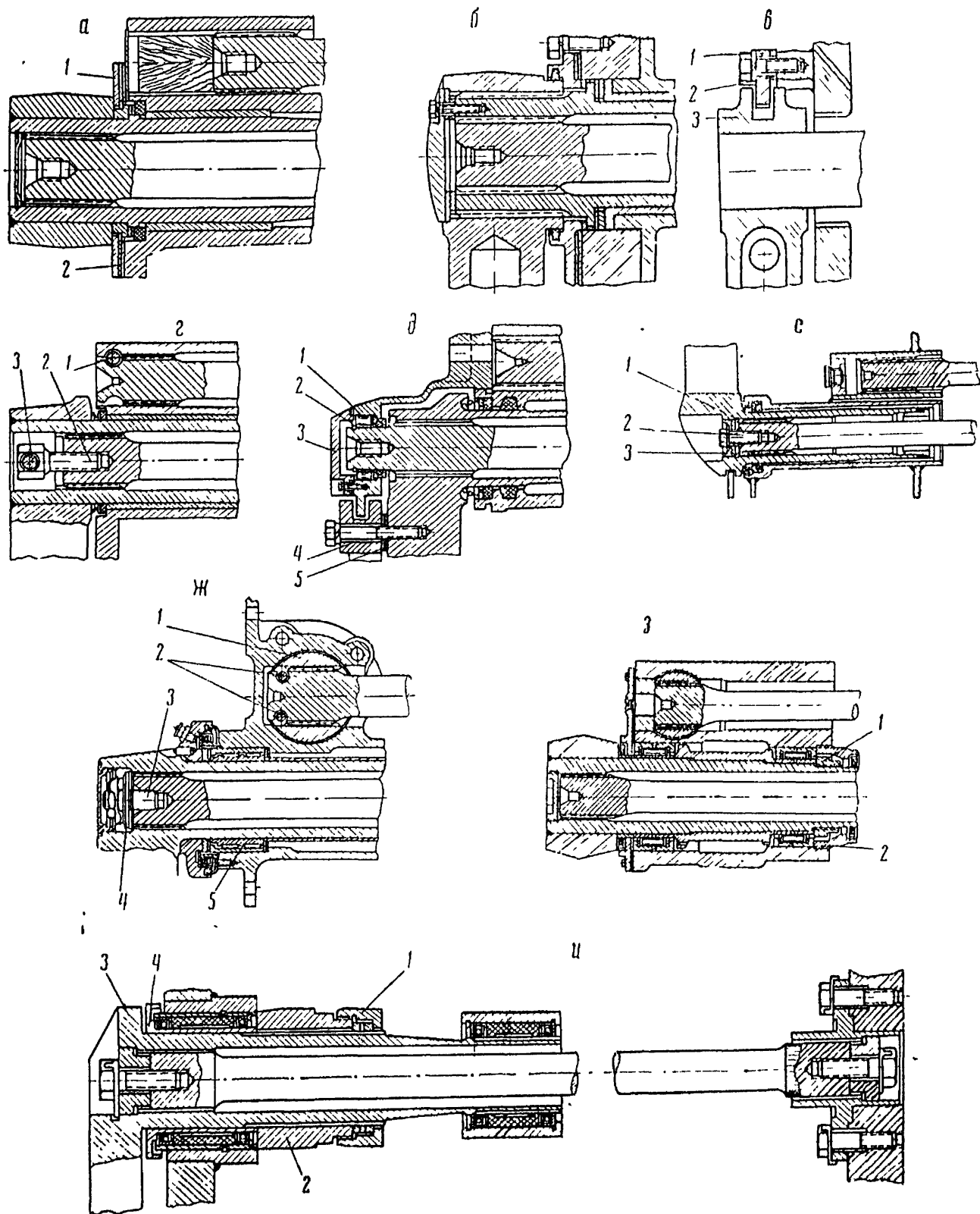
Вариант торсионной подвески *и* (Т-VI) является примером сложной и громоздкой конструкции. Балансир удерживается от осевого смещения влево при помощи кольцевой гайки 1, навинченной на резьбовую часть ступицы рычага амортизатора 2, а от смещения вправо — при помощи головки балансира 3, стальной втулки 4 и кронштейна. Торсион удерживается в осевом направлении торцовыми шайбами, прикрепленными болтами с обоих концов торсиона. Ось балансира укреплен в текстолитовых втулках.

В качестве опор осей балансиров применяются чугунные, бронзовые или текстолитовые втулки, а на некоторых конструкциях — игольчатые подшипники.

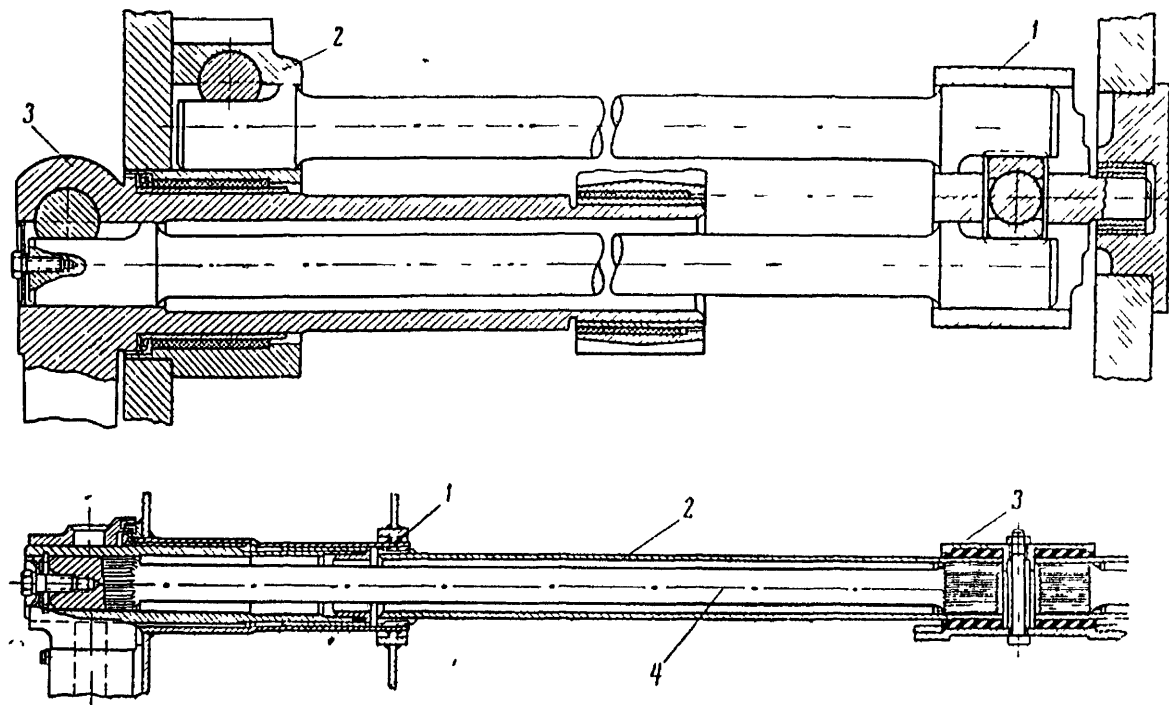
При конструировании подвески особое внимание следует уделять уплотнительным устройствам. Необходимо обеспечить надежными уплотнениями опоры оси балансира. На рассмотренных рисунках вариантов подвесок показаны также уплотнительные устройства. Наиболее надежные уплотнительные устройства имеют варианты *ж*, *з* и *д*.

В целях уменьшения приведенного модуля жесткости подвески применяют торсионные подвески с двумя последовательно соединенными торсионами. На фиг. 236 показаны два варианта подобной подвески: с последовательным соединением двух торсионов сплошного сечения и с двумя последовательно соединенными торсионами, из которых один выполнен со сплошным круглым сечением, а второй — в виде трубы.

В первом варианте оба торсиона соединены при помощи муфты 1, укрепленной шарнирно в корпусе танка. Один из торсионов укреплен неподвижно в кронштейне 2, другой соединен с балансиром 3. При подъеме катка происходит закрутка обоих торсионов, кроме того, оба торсиона получают деформацию изгиба. Обращает на себя внимание способ крепления торсионов в кронштейне, балан-



Фиг. 235. Способы крепления торсионов и балансиров



Фиг. 236. Способы крепления торсионов и балансиров

спире и в муфте с помощью клиньев, что, конечно хуже шлицевого соединения, так как исключает возможность регулировки установки балансиров

Балансиры в осевом направлении удерживаются торсионами. Основной недостаток этой подвески — громоздкость (подвеска вместе с амортизаторами, размещенными внутри корпуса машины, занимала более 10% объема корпуса машины)

При втором варианте торсионной подвески, с последовательным соединением торсионов, ее удастся выполнить более короткой (даже меньше ширины корпуса машины). Это дает возможность расположить противоположные катки на одной геометрической оси. Как видно из рисунка, один конец торсиона сплошного сечения 4 укреплен в шлицевом отверстии трубчатого торсиона 2, с этой стороны трубчатый торсион укреплен шарнирно в подшипнике трения скольжения 3 (кронштейне). Второй конец трубчатого торсиона закреплен неподвижно в шлицевом отверстии кронштейна 1, приваренного к днищу машины. При такой конструкции подвески большее влияние на упругий ход катка оказывает торсион сплошного сечения

§ 4 ОГРАНИЧИТЕЛИ ХОДА КАТКОВ

Ограничители хода катков предназначаются либо для некоторого смягчения жесткого удара балансиров, либо для увеличения запаса потенциальной энергии подвески и тем самым значительного уменьшения жесткого удара балансиров.

На фиг. 237 представлены конструкции ограничителей хода катков. Конструкции б, в и г способны лишь несколько уменьшить ударную нагрузку, возникающую при предельном ходе катка. В них обычно имеется одно или несколько резиновых колец.

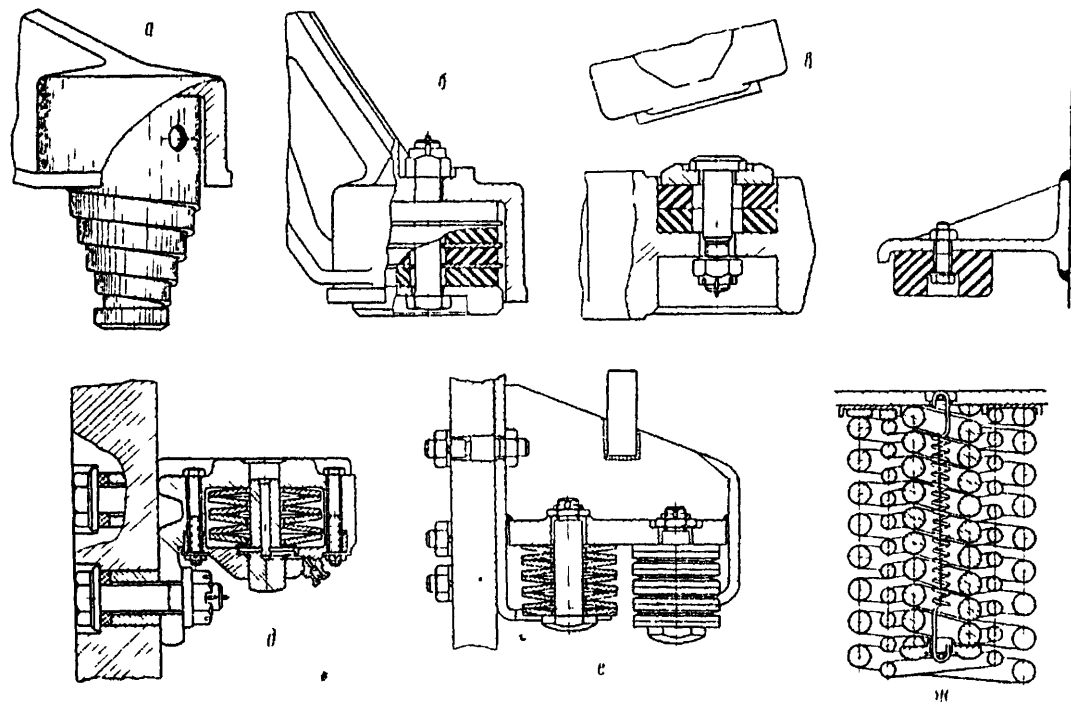
Конструкции а, д, е и ж способны не только ограничить ход катка и смягчить удар, но позволяют также исправить характеристику подвески, придавая ей нужный нелинейный (прогрессивный) вид. Такого рода конструкции являются по существу подрессорниками, и при применении их заметно увеличивается потенциальная энергия подвески.

§ 5. АМОРТИЗАТОРЫ

Амортизаторы предназначаются для интенсивного гашения колебаний корпуса танка и для поглощения энергии резких ударов, поступающих опорными катками. При этом амортизаторы как бы увеличивают жесткость подвески, уменьшая вероятность и интенсивность ударов в ограничители хода катков.

1. Классификация амортизаторов

Принцип действия амортизаторов основан на превращении энергии колебательного движения или удара в тепло посредством гидравлического или сухого, механического, трения.



Фиг. 237. Ограничители хода катков

По способу гашения колебаний амортизаторы делятся на гидравлические и механические. В настоящее время в танках почти исключительно применяются гидравлические амортизаторы.

По характеру действия сил сопротивления амортизаторы разделяются на

а) амортизаторы одностороннего действия, поглощающие энергию колебательного движения на обратном ходу (при расхождении катка и корпуса),

б) амортизаторы двустороннего действия, работающие как на обратном, так и на прямом ходах катка. Сопротивление на прямом ходу составляет 30—60% от сопротивления на обратном.

При мягкой подвеске более приемлемы двусторонние амортизаторы, а при жесткой — односторонние.

По конструктивному признаку гидравлические амортизаторы разделяются на а) телескопические, б) рычажно-поршневые и в) рычажно-лопастные.

Механические амортизаторы могут быть выполнены по типу фрикционных или тормозов.

2. Требования, предъявляемые к амортизаторам

К амортизаторам предъявляются следующие требования.

1 Соответствие характеристики амортизатора характеристике подвески, а именно:

а) ограничение сопротивления обратного хода из условия предотвращения зависания катков при движении танка по неровностям с максимально возможными скоростями;

б) увязка характеристики прямого хода с требованиями: 1) максимального увеличения энергоемкости системы, 2) отсутствия тряски от действия амортизатора на прямом ходу при движении танка по коротким неровностям (булыжник, мерзлая пахота и т. п.); 3) допустимых перегрузок катков, связанных с амортизаторами в отличие от прочих катков.

2. Эффективность работы и стабильность рабочей характеристики амортизатора (по температуре, продолжительности и интенсивности работы, режиму движения, сроку службы и т. д.).

3. Отсутствие необходимости в стендовых регулировках как при изготовлении амортизатора, так и в процессе его эксплуатации.

3. Требования к жидкостям, применяемым в амортизаторах

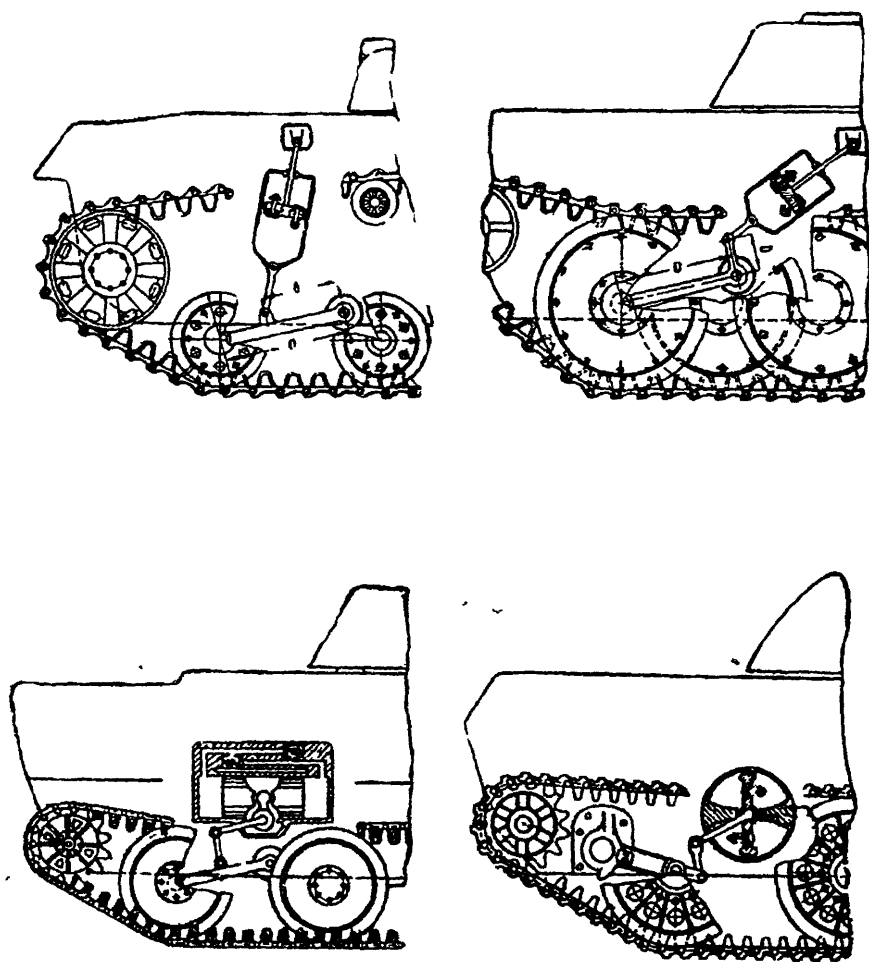
В качестве рабочей жидкости в амортизаторах применяются смеси глицерина со спиртом, смеси минеральных масел и др.

К амортизаторным жидкостям предъявляются следующие требования

- оптимальная вязкостно-температурная характеристика,
- хорошие смазывающие свойства,
- хорошие антикоррозионные свойства.

4. Выбор места расположения и числа амортизаторов

Поскольку главным видом колебаний являются продольные угловые колебания, постольку важна величина моментов сил сопротивления амортизаторов. Поэтому наибольшая эффективность амортизаторов обеспечивается при их постановке на крайних катках.



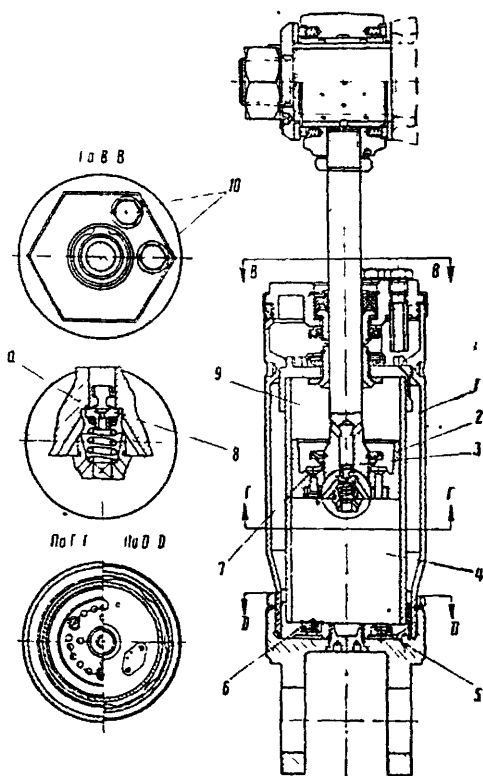
Фиг. 238. Размещение амортизаторов в танках.

На фиг. 238 показаны характерные способы размещения гидравлических амортизаторов трех основных типов.

Обычно на танк устанавливают четыре амортизатора. Целесообразна постановка восьми амортизаторов (на крайних катках и соседних с ними) в тех случаях, когда по расчету или эксперименту выясняется, что амортизаторы предполагаемой мощности недостаточны для эффективного гашения колебаний, а дальнейшее повышение сопротивления грозит зависанием катков и увеличением тряски

5. Типовые конструкции амортизаторов

В качестве примера амортизатора одностороннего действия на фиг. 239 приведен телескопический амортизатор немецких танков Т-V. Он состоит из цилиндра 1, соединенного с балансиром опорного катка и поршня 2, в свою очередь соединенного при помощи штока 3 с корпусом машины. Цилиндр имеет двойные стенки, образующие компенсационную камеру. Компенсационная камера сообщается с рабочей полостью амортизатора через два клапана: клапан 5, предназначенный для пропуска жидкости из рабочей полости в компенсационную, и клапан 6 — для пропуска жидкости в обратном направлении. В поршне амортизатора размещены клапаны прямого и обратного ходов. Клапан прямого хода 7 плоский, расположен над поршнем и нагружен слабой пружиной. Клапан обратного хода 8 — цилиндрический с проходным отверстием на боковой поверхности; он размещен в центре штока. При прямом ходе катка жидкость из полости 4, не встречая значительного сопротивления, перетекает в полость 9. Поскольку часть объема полости 9 занимает шток, избыток жидкости уходит через клапан 5 в компенсационную камеру. При обратном ходе катка жидкость из полости 9, открыв клапан 8, имеющий сильную пружину, перетекает в полость 4. Недостаток жидкости в полости 4 пополняется из компенсационной камеры через клапан 6. Если ско-

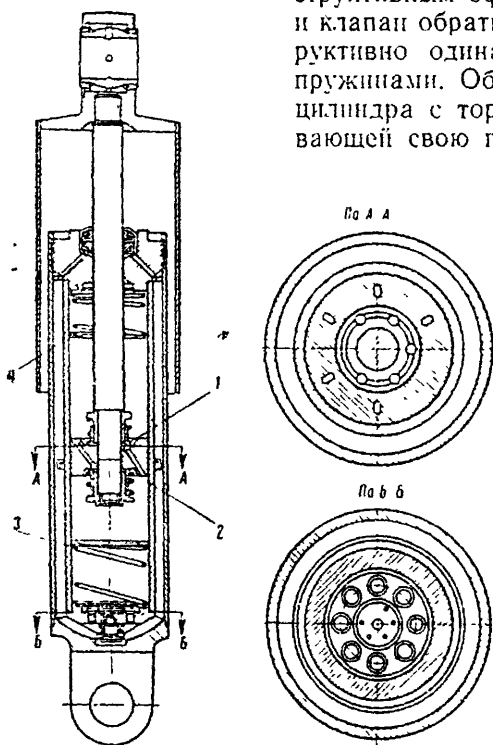


Фиг. 239. Телескопический амортизатор одностороннего действия

рость движения корпуса амортизатора при обратном ходе будет малой, то жидкость будет перетекать из полости 9 в полость 4 через калиброванное отверстие *a* в клапане 8, не открывая самого клапана. Для заправки амортизатора рабочей жидкостью и выпуска воздуха из него при заправке в верхней части амортизатора имеются два отверстия, в которые ввернуты болты 10.

На фиг. 240 показан телескопический амортизатор двустороннего действия (М46), отличающийся от предыдущего также и конструктивным оформлением. Клапан прямого 1 и клапан обратного 2 ходов выполнены конструктивно одинаково, но нагружены разными пружинами. Оба клапана имеют вид полого цилиндра с торцевой поверхностью, перекрывающей свою группу каналов, выполненных в поршне амортизатора.

Для двух возможных ходов поршня имеется по пять таких наклонных каналов (см. сечение по *A—A*). Этот амортизатор имеет еще дополнительные клапаны 3 и 4 в виде колец, соединенных с корпусом через слабые пружины. В конце прямого и обратного ходов эти клапаны, закрывая большую часть входных каналов в поршне, обеспечивают резкое повышение сопротивления, уменьшая силу удара балансира в упор. В отличие от предыдущей конструкции здесь установлены малогабаритные и самоподжимные сальники штока, которые обеспечивают хорошую герметизацию рабочей полости. Условия

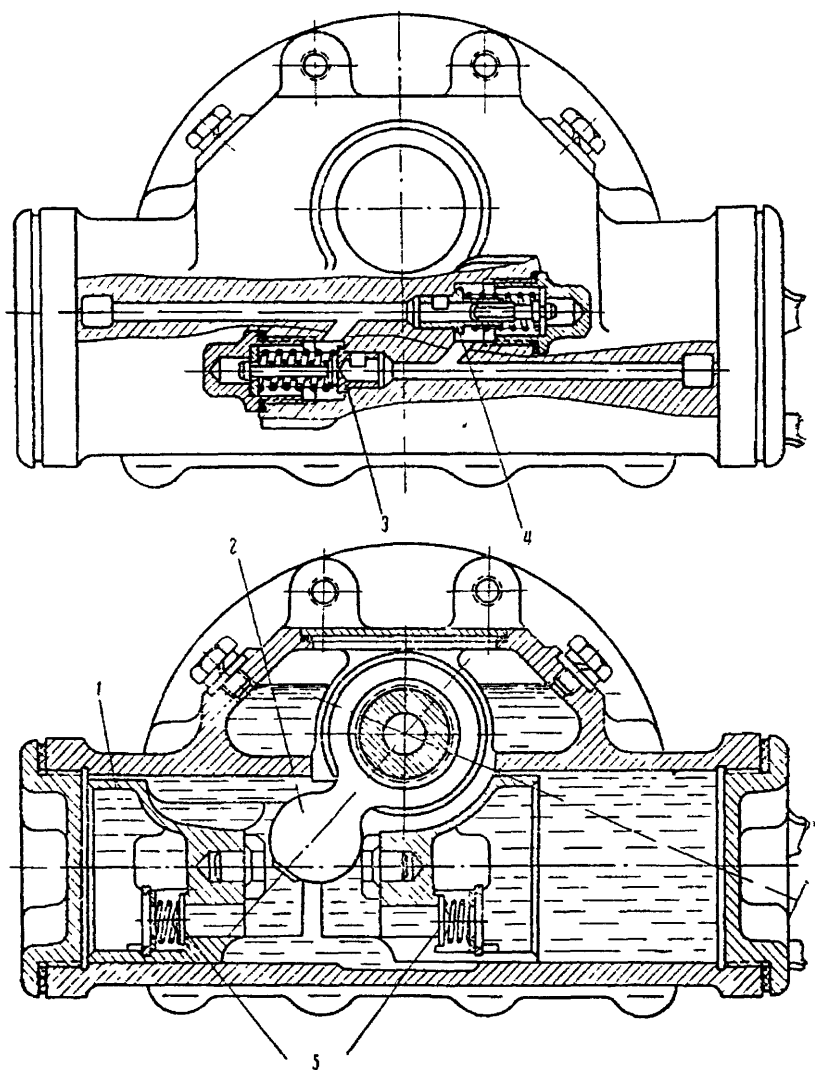


Фиг. 240. Телескопический амортизатор двустороннего действия

работы рабочей жидкости благоприятные и не могут вызвать сильного изменения ее физико-механических и химических свойств, вследствие чего в этом амортизаторе отверстия для дозаправки рабочей жидкости отсутствуют.

У телескопических амортизаторов поверхность охлаждения достаточна, число шарнирных соединений минимально и характеристика сравнительно стабильна. Но при слишком коротких поршне и направляющей втулке штока возможны износы и задиры.

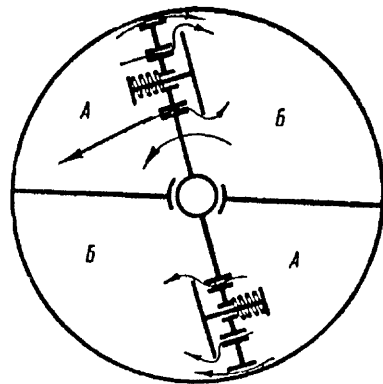
Рычажно-поршневой амортизатор двустороннего действия показан на фиг. 241. Характерной его особенностью является наличие в нем двойного поршня 1, соединенного через кулак 2, вал и рычаг .



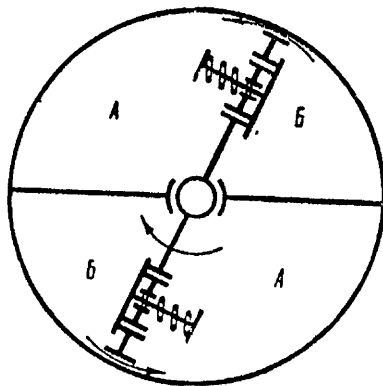
Фиг. 241. Рычажно-поршневой амортизатор

с балансиrom опорного катка. В этом случае амортизатор укрепляется на корпусе танка. Клапаны прямого 3 и обратного 4 хода расположены в корпусе амортизатора, в нем же выполнены и соответствующие каналы для перетекания жидкости при прямом и обратном

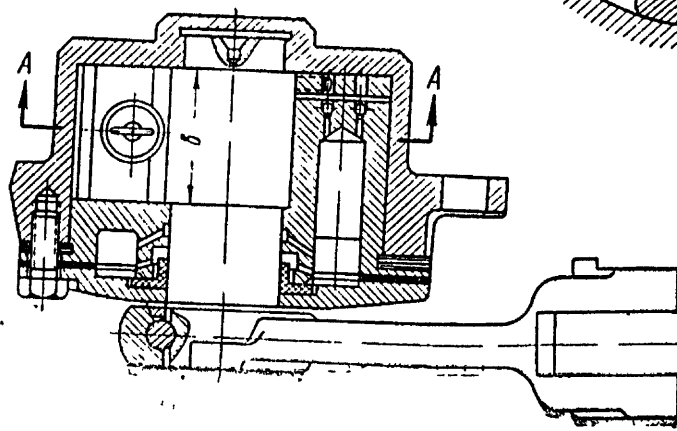
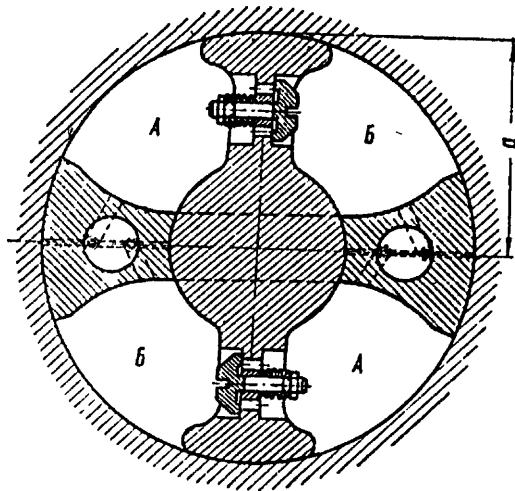
Прямой ход



Обратный ход



Сечение по АА



Фиг. 242. Рычажно-лопастной амортизатор

ратном ходе. Верхняя часть корпуса амортизатора образует компенсационную камеру поршня, через клапаны 5 сообщаемую с рабочими полостями.

Постоянное проходное сечение для перетекания жидкости при малых скоростях движения поршня выполнено в клапане обратного хода с помощью лыски на его направляющей.

Рычажно-поршневые амортизаторы сочетают преимущества пары поршень-цилиндр с компактностью устройства при рычажном приводе. Их недостатки — возможность перекосов, одностороннего износа и задиров зеркала цилиндра и поршня под действием рычажного привода; повышенный износ поверхностей соприкосновения кулака и поршня. Отсюда — нестабильность рабочей характеристики.

По конструктивному оформлению от предыдущих амортизаторов значительно отличаются амортизаторы рычажно-лопастного типа (фиг. 242). Вместо поршня они имеют лопасть, размещенную между двумя неподвижными перегородками. Амортизатор укрепляется в корпусе танка, лопасть же соединяется через рычажную систему с балансиrom опорного катка. В амортизаторах такого типа технологические зазоры, имея большие отклонения из-за допусков на изготовление и сборку, затрудняют получение требуемых характеристик. Отсюда — нестабильная и не всегда достаточно эффективная работа. Клапаны прямого хода могут размещаться в лопасти или в ее оси.

Амортизаторы сухого механического трения проще выполнить в виде набора дисков трения, из которых одна группа дисков трения должна быть соединена через корпус амортизатора с корпусом танка, другая — непосредственно или через рычажную систему с балансиrom катка. Диски трения должны быть сжаты пружинами или каким-либо другим нажимным устройством. Устройство, обеспечивающее сжатие дисков трения, должно обеспечить требуемую для амортизатора характеристику при прямом и обратном ходах катка.

§ 6. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Этому расчету предшествует выбор схемы системы подрессоривания, типа и количества рессор, упоров и амортизаторов.

Основными задачами расчета являются:

— определение основных параметров подвески (модуля, статического и динамического ходов катков, запаса потенциальной энергии и т. д.);

— расчет деталей подвески на прочность (расчет упругих элементов, балансиров, втулок балансиров, упоров и т. д.);

— расчет амортизатора.

Выбор основных параметров системы поддрессирования зависит от многих факторов, в том числе и главным образом от формы и высоты неровностей на пути движения танка. Поскольку при эксплуатации танка неровности могут быть самыми разнообразными как по форме и высоте, так и по последовательности чередования, решение перечисленных задач при расчете танковой подвески может быть только компромиссным, удовлетворяющим в какой-то степени основным режимам работы танка в реальных условиях эксплуатации.

В настоящее время в танках преимущественно применяются индивидуальные торсионные подвески. Поэтому ниже рассматривается порядок расчета такой подвески с упругим ограничителем хода (поддрессорником).

1. Определение основных параметров подвески и расчет на прочность

Расчет проводится в такой последовательности:

1. Вычерчивается расчетная схема (фиг. 243) и принимаются из конструктивных соображений угол β , длина балансира R и длина торсиона L_T .

2. Определяется приведенный к катку модуль подвески для участка I (фиг. 244) из формулы (144) по периоду угловых колебаний, которым задаются ($T_{\varphi} = 1,1-1,3$):

$$m_{\kappa I} = \frac{2\pi^2 I_y}{T_{\varphi}^2 \sum_1^n l_i^2} \quad (146)$$

3. Определяется модуль для участка II по условию безударного переезда на заданной скорости через типичную неровность высотой, равной динамическому ходу катка или меньшей его, и длиной $\frac{a^*}{2}$

$$m_{\kappa II} = \frac{2\pi^2 I_y v^3}{a^2 \sum_1^n l_i^3} \quad (147)$$

Длину неровности можно принимать $\frac{a}{2} = 2 \text{ м}$; скорость — соответствующей движению на неровных участках пути с суммарным коэффициентом сопротивления движению $0,08-0,1$. По найденным значениям m_{κ} и T_{φ} находят все остальные параметры плавности хода. Модуль $m_{\kappa II}$ проверяется по условиям допустимого раскачивания корпуса и допустимых вертикальных ускорений.

* Вывод этой формулы дается в теории танка (см. А. О. Никитин, Л. В. Сергеев, В. В. Тарасов, «Теория танка», стр. 358—362).

4. Определяется перемещение опорного катка под действием статической нагрузки

$$f_{\text{кст}} = \frac{P_{\text{кст}}}{m_{\text{кл}}},$$

где

$$P_{\text{кст}} = \frac{G_n}{2n}.$$

5. Приняв по условиям долговечности допускаемое напряжение кручения торсиона при статическом положении катка, определяют диаметр торсиона из формулы

$$[\tau]_{\text{ст}} = \frac{M_{\tau \text{ст}}}{W},$$

где $W \approx 0,2d^3$;

$$M_{\tau \text{ст}} = P_{\text{кст}} R \cos \beta;$$

d — диаметр стержня торсиона.

В связи с этим

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_{\text{кст}} R \cos \beta}{0,2 [\tau]_{\text{ст}}}}. \quad (148)$$

Напряжение кручения принимается по диаграмме выносливости, построенной по результатам испытаний на долговечность подобных торсионов, выполненных из стали заданной марки.

6. Определяется угол закрутки торсиона при статической нагрузке

$$\gamma_{\text{ст}} = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{M_{\tau \text{ст}} L_{\tau}}{G I_p}, \quad (149)$$

где I_p — полярный момент инерции торсиона $I_p \approx 0,1 d^4$;

G — модуль упругости второго рода.

7. Определяется максимальный угол закрутки торсиона по максимально допускаемому напряжению кручения из условия прочности

$$\gamma_{\text{max}} = \gamma_{\text{ст}} \frac{[\tau]_{\text{max}}}{[\tau]_{\text{ст}}}.$$

Максимальное напряжение кручения для торсионов, выполненных из стали марки 45ХНМФА (с применением при изготовлении торсиона технологических операций по его упрочнению), можно принять равным $[\tau]_{\text{max}} = 10000 \text{ кг/см}^2$ и соответственно принять $[\tau]_{\text{ст}}$ до 3500 кг/см^2 .

8. Определяются углы α_0 и α_1 из формул

$$\alpha_0 = \beta + \gamma_{\text{ст}} \text{ и } \gamma_{\text{max}} = \alpha_0 \pm \alpha_1.$$

Во второй формуле знак плюс при схеме а (фиг. 243), а знак минус при схеме б.

9. Определяется максимальный ход катка

$$f_{k \max} = R(\sin \alpha_0 \pm \sin \alpha_1).$$

10. Определяется динамический ход катка

$$f_{k2}^d = f_{k \max} - f_{kc}.$$

Превышение полученной величины динамического хода катка исключается применением упоров, что делает невозможным превышение принятого выше максимального напряжения кручения.

11. Определяется точка перегиба характеристики I (см. фиг. 244), в которой в работу вступает подрессорник. Подрессорник должен вступать в действие при подъеме опорного катка от статического положения на величину, равную ψf_{kc} , где $\psi = 0,5 - 0,75$. В связи с этим нагрузка на опорный каток в конце упругой деформации подрессорника, когда еще не вступил в действие жесткий ограничитель хода катка, равна (см. фиг. 244):

$$P_{k2} = m_{k1} [f_{k \max} - f_{kc} (1 + \psi)] + m_{k1} f_{kc} (1 + \psi)$$

Таким образом, подвеска приобретает теоретическую характеристику, подобную характеристике, изображенной сплошной линией на фиг. 244. Действительная характеристика на этой фигуре изображена пунктиром с точкой. Она отличается от теоретической характеристики на участке $0 - I$ вследствие изменения плеча силы P_k при подъеме катка, а на участке $I - II$ — из-за действительной характеристики подрессорника. В частности, при применении в качестве подрессорника буферной пружины этот участок будет криволинейным с выпуклостью, направленной вниз, при применении же цилиндрической (винтовой) пружины — прямолинейным.

12. Далее по формулам (142) и (143) с учетом энергии подрессорника вычисляются параметры, определяющие способность упругих элементов к накоплению потенциальной энергии при угловом и вертикальном перемещениях корпуса.

13. Оценивается достаточность полного запаса потенциальной энергии для поглощения толчков, которые возникнут при движении танка по неровному пути. Оценка производится по отношению полной потенциальной энергии, которую могут накопить упругие элементы подвески при угловых перемещениях корпуса, к кинетической, возникающей в результате наезда танка на неровность с заданной скоростью v .

Кинетическая энергия продольных угловых колебаний, приобретаемая корпусом при наезде на неровность синусоидальной формы с высотой h и длиной синусоиды a в курсе «Теория танка» определяется по формуле

$$W_{\varphi} = \frac{32 I_y h^2}{a^2 L^2} v^2, \quad (150)$$

где L — длина опорной поверхности гусеничного движителя;
 h — высота неровности.

Потенциальная энергия, накапливаемая упругими элементами подвески при угловом перемещении корпуса, равна

$$П_{\varphi} = \frac{f_{к1}^2 m_k \sum_1^n l_i^2}{l_{1(n)}^2},$$

отсюда коэффициент запаса потенциальной энергии упругих элементов равен

$$k_3 = \frac{П_{\varphi}}{W_{\varphi}}.$$

Необходимо стремиться к тому, чтобы k_3 был больше единицы.

Расчет пучкового торсиона производится в том же порядке, но скручивающий момент определяется по формуле

$$M = \sum_{i=1}^{i=n_{np}} \left(\frac{G I_{pi}}{l_i} \gamma + 12 \frac{R_i^2 E I_i}{l_i^3} \sin \gamma \right),$$

где γ — угол закрутки торсиона;

E и G — модули жесткости I и II рода материала торсиона;

I_{pi} — полярный момент инерции прутка;

I_i — экваториальный момент инерции прутка;

l_i — длина торсиона;

R_i — расстояние от оси прутка до оси симметрии пучка;

n_{np} — число периферийных прутков.

Напряжение кручения в прутке определяется по формуле

$$\tau \approx \frac{M}{W_{np} n_{np}},$$

где $W_{np} \approx 0,2 d_{np}^3$,

n_{np} — число прутков;

d_{np} — диаметр прутка.

Скручивающий момент при листовом торсионе равен

$$M \approx \frac{G b^3 h}{3l} \left(1 - 0,6 \frac{b}{h} \right) i \gamma,$$

где G — модуль жесткости II рода материала;

h — толщина листа;

b — ширина листа;

l — длина торсиона;

γ — угол закрутки торсиона (в радианах);

i — число листов в торсионе.

Эта формула действительна до $\gamma = 30^\circ$.

Максимальное напряжение в сечении элементов торсиона при учете только деформации кручения равно

$$\tau = \frac{3M \left(1 + 0,6 \frac{b}{h} \right)}{i b^2 h}.$$

Расчет балансиров, осей балансиров и их опор, упоров и т. п. производится по обычным методам расчета на прочность¹.

2. Расчет гидравлического амортизатора²

Силы сопротивления, развиваемые амортизаторами при работе, могут быть постоянными, пропорциональными перемещению или скорости линейного перемещения катка по вертикали. Силу сопротивления большинства современных гидравлических амортизаторов можно считать примерно пропорциональной скорости катка, т. е.

$$R_k = \mu v_k,$$

где μ — коэффициент сопротивления амортизатора, приведенный к катку;

v_k — вертикальная составляющая скорости катка при наезде танка на неровность.

Определение коэффициента сопротивления амортизатора.

Для расчета рабочих элементов амортизатора по выбранной интенсивности гашения колебаний необходимо определить сопротивление для прямого и обратного ходов, т. е. построить расчетные характеристики. Но для этого нужно знать требуемые коэффициенты сопротивления амортизатора для прямого и обратного ходов, отношение которых принимается

$$\frac{\mu_{пр}}{\mu_{об}} = n,$$

где $n = 0,3 \div 0,6$; желательно иметь $n \approx 0,6$.

Методика определения коэффициента сопротивления амортизатора подробно рассматривается в разделе «Теория поддрессирования» курса «Теория танков»³. Этот коэффициент определяется после приведения действительной схемы подвески и амортизаторов к расчетной (фиг. 245) из уравнения свободных угловых колебаний корпуса при наличии амортизаторов

$$\ddot{\varphi} + 2p \dot{\varphi} + k_{\varphi}^2 \varphi = 0.$$

¹ См. Конструкция и расчет танков, ч. III, 1953

² В расчете частично использованы материалы диссертационной работы Е. А. Знаменского.

³ См. А. О. Никитин, Л. В. Сергеев, В. В. Тарасов, «Теория танка», стр. 325—332 и 362—364.

Решение этого уравнения дает

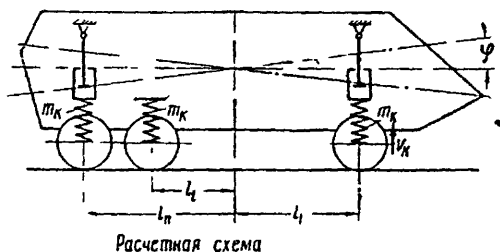
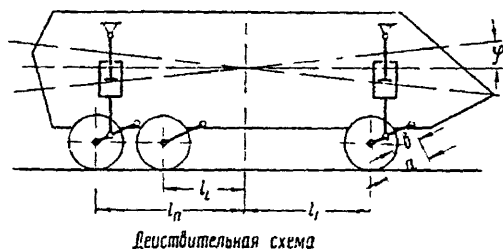
$$p = \sqrt{\frac{k_z^2 (\ln D)^2}{4\pi - (\ln D)^2}}, \quad (151)$$

где $k_z^2 = \frac{2 \sum_{i=1}^n m_k l_i^2}{I_y}$ (см формулу (144).

В свою очередь m_k — модуль эквивалентной линейной подвески с равной энергоемкостью.

$D = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}}$ — интенсивность гашения колебаний за время, равное периоду ($t = T_z$).

При расчете следует выбирать $D = 10 \div 20$.



Фиг. 245. Приведение действительной схемы подвески и амортизаторов к расчетной

По собственной частоте k_z и выбранному значению интенсивности гашения колебаний D определяют коэффициент затухания p , а по нему — коэффициент сопротивления амортизатора из выражения

$$\mu_{об} = \frac{p I_y}{\sum_1^{n_{к1}} l_i^2 + n \sum_1^{n_{к2}} l_i^2}, \quad (152)$$

где n_{k1} — число амортизаторов, работающих на обратном ходу;
 n_{k2} — число амортизаторов, работающих на прямом ходу;
 l_i — расстояние от центра тяжести до осей соответствующих катков, снабженных амортизаторами.

Определив $\mu_{об}$ по формуле (152), находят $\mu_{пр}$.

Коэффициенты сопротивления амортизатора для действительной схемы:

$$\mu'_{об} = \mu_{об} i^2 \text{ и } \mu'_{пр} = \mu_{пр} i^2,$$

где i — передаточное число привода к амортизатору (для схемы фиг. 245 $i = \frac{a}{b}$).

Построение расчетных характеристик.

Характеристики, приведенные к катку, строятся по формулам

$$R_{k об} = \mu_{об} v_k \text{ и } R_{k пр} = \mu_{пр} v_k;$$

характеристики же, приведенные к поршням (или лопастям), — по формулам

$$R_{п об} = \mu_{об} v_n i^2 \text{ и } R_{п пр} = \mu_{пр} v_n i^2,$$

где v_n — скорость поршня (или средней точки лопасти) относительно корпуса амортизатора; $v_n = \frac{v_k}{i}$.

Максимальную скорость катка можно определить по свободным колебаниям:

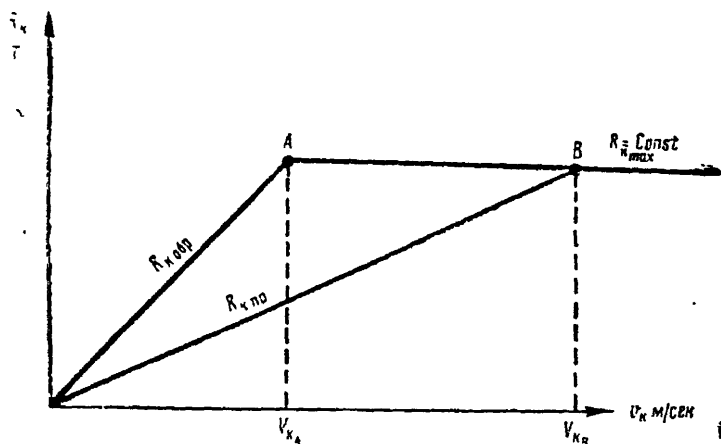
$$v_k = \dot{\varphi} l_i; \quad \dot{\varphi} = \frac{2\pi}{T_{\varphi}} \sqrt{\varphi_{\max}^2 - \varphi^2}; \quad \dot{\varphi}_{\max} = \frac{2\pi}{T_{\varphi}} \varphi_{\max};$$

$$v_{k \max} = \frac{2\pi}{T_{\varphi}} f_{кл}. \quad (153)$$

Характеристики, состоящие только из начальных прямых (фиг. 246), не могут быть приняты, так как при возрастании v_k может наступить момент, когда силы сопротивления превзойдут предел прочности деталей. Во избежание таких перегрузок максимальные силы сопротивления амортизатора на обоих ходах ограничиваются постановкой клапанов; рабочие характеристики получают горизонтальные прямолинейные участки.

Точку перегиба A выбирают ориентировочно при $v_{kз} = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{3}\right) v_{k \max}$, а точку перегиба B характеристики прямого хода выбирают так, чтобы $(R_{k об})_{\max} \approx (R_{k пр})_{\max}$ (если перегрузка опорного катка не превзойдет допустимого прочностного предела).

Прежде чем перейти к расчету рабочих элементов амортизатора, обеспечивающих получение построенных характеристик, производят проверку на отсутствие зависания катков и допустимость возрастания жесткости подвески на прямом ходу с точки зрения тряски (методика проверки излагается в теории подрессоривания гусеничных машин).



Фиг. 246. Теоретические характеристики амортизатора

Расчет рабочих элементов телескопического амортизатора, обеспечивающих выбранные характеристики.

При данном расчете в первую очередь определяются основные конструктивные размеры — диаметр поршня D_n и ход поршня S_n .

Диаметр поршня определяется по $R_{n \max}$ и допускаемым значениям максимального давления жидкости в амортизаторе.

Давлением p_{\max} задаются из соображений минимального нагрева рабочей жидкости при работе амортизатора. Опыт показывает, что если $p_{\max} \leq 120 \div 140 \text{ атм}$, то при работе амортизатора на машине устанавливается приемлемый тепловой режим.

Очевидно, что

$$R_{n \max} = \frac{\pi D_n^2}{4} p_{\max},$$

откуда

$$D_n = 1,13 \sqrt{\frac{R_{n \max}}{p_{\max}}} \quad (154)$$

$$R_{n \max} = R_{k \max} i.$$

Максимальный ход поршня зависит от величины полного хода катка $f_{k \max}$ и передаточного числа привода i и определяется по формуле

$$S_n = \frac{f_{k \max}}{i} + a. \quad (155)$$

где a — запас на возможную деформацию упора, дополнительное провисание катка под собственным весом и т. д.; $a = 30 \div 40$ мм.

Передаточное число желательно выбирать небольшим, при этом увеличивается S_n и уменьшается D_n , что соответствует установлению при работе амортизатора благоприятного теплового режима.

Обеспечение участков характеристик с $R = f(v_k)$.

Принципиальной разницы в расчете рабочих элементов, обеспечивающих характеристики прямого и обратного ходов, нет. Единственное отличие заключается в абсолютных значениях одних и тех же расчетных величин.

Опыт и расчеты показывают, что близкий к линейному закон изменения $R = f(v_k)$ на наклонных участках практически обеспечивается вполне удовлетворительно соответствующим подбором величин постоянных проходных сечений, а не конструктивно сложными клапанами. Поэтому речь может идти только о расчете постоянных проходных сечений. Такими сечениями являются:

— кольцевой зазор между поршнем и цилиндром (при отсутствии поршневых колец);

— специально выполненное расчетное проходное сечение обычно в виде короткого цилиндрического отверстия диаметром d .

Для подсчета пользуются формулой расхода жидкости через отверстия, насадки и щели

$$Q = \mu_{\text{щ}} \omega_0 \sqrt{2gH}, \quad (156)$$

где

$H = \frac{10 \Delta p}{\gamma}$ — перепад давления жидкости в отверстии (щели) в метрах столба жидкости $\left(\Delta p, \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \gamma, \frac{\text{г}}{\text{см}^3} \right)$;

ω_0 — площадь проходного отверстия (щели);

$\mu_{\text{щ}}$ — коэффициент расхода, определяемый опытным путем и зависящий от формы сечения и режима истечения, для отверстий и постоянных (стабильных) кольцевых зазоров $\mu_{\text{щ}} = 0,6 \div 0,7$.

Чтобы определить величины необходимых проходных сечений в амортизаторе, необходимо составить уравнения расходов жидкости для точек характеристики A и B (см. фиг. 246)

$$\Sigma Q_{np} = v_{nB} \frac{\pi D_n^2}{4} \quad (157)$$

и

$$\Sigma Q_{ос} = v_{пА} \frac{\pi (D_{п}^2 - d_{шт}^2)}{4}, \quad (158)$$

где ΣQ — суммарный расход жидкости в амортизаторе;
 $d_{шт}$ — диаметр штока.

В свою очередь

$$\Sigma Q_{пр} = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

где Q_1 — расход жидкости через кольцевую щель между поршнем и цилиндром;

Q_2 — расход через основное калиброванное отверстие (например в поршне);

Q_3 — расход через калиброванное отверстие в компенсационный контур;

$$Q_1 + Q_2 = v_{пВ} \frac{\pi (D_{п}^2 - d_{шт}^2)}{4},$$

$$Q_3 = v_{пВ} \frac{\pi d_{шт}^2}{4}.$$

По этим расходам определяются размеры проходных сечений из формулы (156).

Аналогично для обратного хода

$$Q_{ос} = Q_1 + Q_2'.$$

После этого, задаваясь различными значениями скорости поршня амортизатора от 0 до $v_{пВ}$ ($v_{пА}$), находят значения Q из формул (157) и (158), а по ним — значения H из формулы (156). По H находят значения Δp , а затем $R_{п}$, и строят расчетные характеристики амортизатора. Эти характеристики представляют собой параболы. В результате испытаний амортизаторов получают фактические характеристики, близкие к расчетным (фиг. 247).

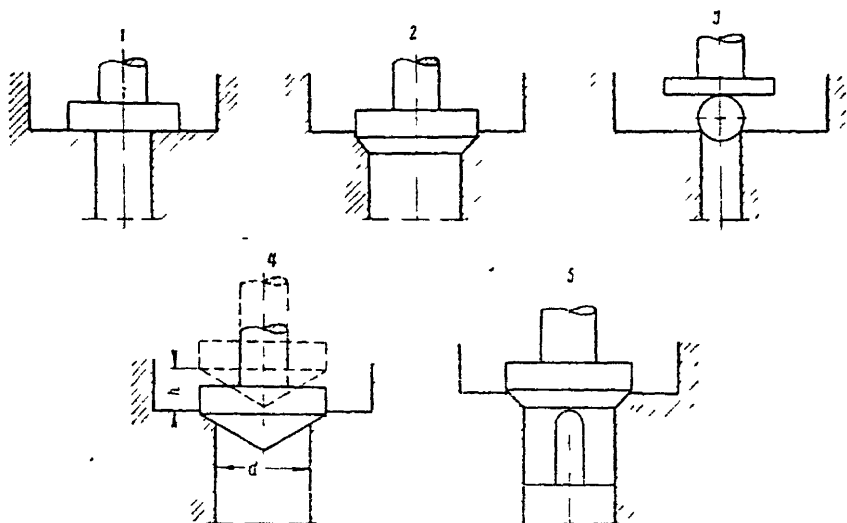


Фиг. 247. Теоретическая, расчетная и фактическая характеристики амортизатора

Обеспечение горизонтальных участков характеристики $R_{k \max} = \text{const}$.

Участки $R_{k \max} = \text{const}$ можно удовлетворительно обеспечить лишь клапанным устройством. Для этого конструкция клапана должна одновременно обеспечивать

— относительно малый коэффициент ξ сопротивления протекающей жидкости и относительно большое усилие $P_{\text{кл}}$, с которым воздействует на клапан протекающая жидкость.



Фиг. 248. Типы клапанов амортизаторов

Из пяти типов хорошо освоенных клапанов (фиг. 248) несколько лучше других отвечает этим условиям конусный клапан (4) с опорной поверхностью. Для него $\xi = 0,6 + 0,15 \left(\frac{d}{h} \right)^2$, если $2,5 < \frac{d}{h} < 8$.

Сила, действующая на такой клапан после его открытия, определяется по эмпирической формуле

$$P_{\text{кл}} = 1000 \omega \frac{v_{\text{ср}}}{2g} \left[0,38 + \left(\frac{d}{2,72h} \right)^2 \right],$$

где

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_n \frac{\pi D_n^3}{4}}{\pi d h} = \frac{v_n D_n^2}{4 d h} \text{ м/сек}; \quad \omega = \frac{\pi d^2}{4} [\text{м}^2] \quad h \text{ в м.}$$

Однако и при этом клапане трудно обеспечить $R = \text{const}$, для этого нужно, чтобы модуль пружины клапана был отрицательным.

Практически допускают некоторое несоответствие действительной характеристики с расчетной, теоретической (см. фиг. 247). Пружину клапана следует делать как можно мягче.

Расчетное усилие для пружины клапана

$$P_{\text{пруж}} = P_{\text{max}} \frac{\pi d^3}{4} + m_{\text{пруж}} h_{\text{max}},$$

где $m_{\text{пруж}}$ — модуль пружины;

h_{max} — максимальный подъем клапана.

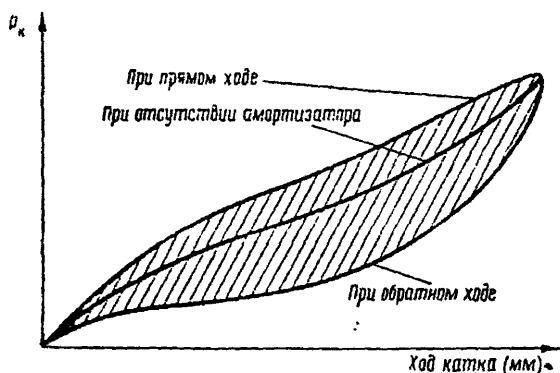
Ширина притирочной поверхности клапана определяется по формуле:

$$b = 0,8 \sqrt{d}.$$

Удельное давление на притирочной поверхности в выполненных конструкциях

$$q = 300 \div 800 \text{ кг/см}^2.$$

При наличии амортизатора приведенная характеристика подвески, построенная для катка, имеющего амортизатор, будет иметь



Фиг. 249. Приведенная характеристика подвески с амортизатором

вид, подобный характеристике подвески, изображенной на фиг. 249. Заштрихованная площадь показывает величину работы, поглощенной амортизатором.

Расчет пружин амортизатора и расчет его деталей на прочность осуществляется обычным путем.

ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ

Гусеничным двигателем называется механизм, обеспечивающий реализацию тягового усилия благодаря сцеплению гусениц с грунтом при работе двигателя гусеничной машины.

Основное назначение гусеничного двигателя — обеспечивать танку высокую проходимость, значительно превосходящую проходимость машин с колесным двигателем.

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Гусеничные двигатели разделяются на три класса:

Двигатели с приподнятыми ведущими и направляющими колесами. Гусеничные двигатели этого класса, применяемые в большинстве современных средних и тяжелых танков, выполняются в двух конструктивных вариантах: с задним или передним расположением ведущих колес.

Двигатели с несущими направляющими колесами. Двигатели этого типа применяются из соображений увеличения опорной поверхности гусениц на легких танках и САУ с передним расположением ведущих колес. При такой конструкции гусеничного двигателя подрессоривание направляющего колеса обязательно.

Двигатели с несущими ведущими и направляющими колесами. Как обладающие уменьшенной способностью к преодолению препятствий, гусеничные двигатели этого типа ныне не применяются на танках.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГУСЕНИЧНОМУ ДВИГАТЕЛЮ

Обеспечение танку высокой проходимости. Проходимость танка определяется способностью машины двигаться по мягким и топким грунтам (болото, снег, песок), способностью преодолевать подъемы до 30° и другие естественные и искусственные препятствия.

Хорошая проходимость танка зависит от многих факторов: от конструкции движителя, веса танка, распределения нагрузки на грунт и прочее. В частности, проходимость по слабым грунтам определяется средним удельным давлением. Среднее удельное давление для средних и тяжелых танков не должно быть больше $q = 0,80 \div 0,82 \text{ кг см}^2$. В легких танках и САУ удается обеспечить меньшую величину удельного давления, порядка $q = 0,50 \div 0,60 \text{ кг/см}^2$.

Опыты показывают, что при одинаковых удельных давлениях более широкие гусеницы обеспечивают лучшую проходимость. Однако основные гусеницы современных средних и тяжелых танков не могут иметь ширину, при которой было бы возможно движение по слабым болотистым грунтам, ибо ширина танка с такими гусеницами выйдет за пределы габаритов, допускаемых по условиям железнодорожных перевозок. Кроме того, такие широкие гусеницы значительно увеличат сопротивление движению в обычных условиях и тем самым снизят среднюю скорость движения танка. Поэтому уширение гусениц у средних и тяжелых танков следует рассматривать как временную меру, дающую возможность танкам действовать на заболоченной местности, а также в условиях весенней или осенней распутицы.

Среднее удельное давление не является единственным и наиболее точным параметром, определяющим проходимость танка. Оно пригодно лишь для ориентировочной сравнительной оценки проходимости различных машин с однотипными гусеницами.

Проходимость танков по болотистым грунтам с плотным дернистым покровом, но со слабым основанием, зависит от нагрузки на опорный каток, шага, ширины и натяжения гусеницы. Это может быть оценено удельным давлением под нагруженным трактом, а именно:

$$q_i = \frac{P_i}{t_r b},$$

где P_i — нагрузка на каток;

t_r — шаг гусеницы;

b — ширина гусеницы.

Оценочным параметром влияния веса танка на проходимость является так называемая удельная ширина гусениц

$$b_{\text{уд}} = \frac{2b}{G},$$

где G — вес танка.

Для обеспечения проходимости по болотистым грунтам удельная ширина гусениц должна быть в пределах $2 \div 5 \text{ см/т}$.

Проходимость по мостам и льду зависит от веса танка.

Высокая износоустойчивость и прочность.

Это требование является одним из важнейших ввиду тяжелых условий работы гусеничного движителя; оно, в основном, опреде-

ляется износоустойчивостью шарниров гусениц и зубчатых венцов ведущих колес.

Возможно малый вес. Вес гусеничных движителей современных танков составляет 15—20% от общего веса танка.

Защищенность от поражения огнем противника. Практически выполнение этого требования возможно только в части защиты от ружейно-пулеметного огня и от осколков снарядов и мин. Попытки обеспечить выполнение этого требования бронированием ходовой части не давало нужного эффекта, поскольку приводило к чрезмерному утяжелению ходовой части танка и снижало способность машины к преодолению препятствий. Относительно лучше это требование обеспечивается при низком расположении гусеничного обвода и кормовом расположении ведущих колес.

Высокий к. п. д., что, в основном, зависит от расположения ведущих колес, конструкции зацепления гусениц с ведущими колесами, конструкции шарниров гусениц.

Защищенность от воды, пыли и грязи подшипников катков, ведущих и направляющих колес механизмов натяжения гусениц.

Простота изготовления, эксплуатации и ремонта, а также высокая надежность. При проектировании гусеничного движителя необходимо обеспечить удобство ухода, осмотра и возможность быстрой смены деталей. Конструкция гусеничного движителя танка должна способствовать осуществлению в случае необходимости монтажно-демонтажных операций в полевых условиях. При шахматном расположении опорных катков это требование трудно выполнимо из-за сложности операций по замене опорного катка.

§ 3. ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА

1. Классификация ведущих колес

Обычно ведущее колесо конструктивно увязывается с бортовой передачей. При этом оно либо устанавливается на ведомом валу бортовой передачи, нагружая его изгибающим усилием (см. фиг. 165), либо устанавливается на кронштейне бортовой передачи, который, воспринимая изгибающее усилие от ведущего колеса, разгружает вал бортовой передачи (см. фиг. 166).

Первый тип ведущего колеса проще и компактнее; второй обеспечивает лучшие условия работы бортовой передачи и ведущего колеса, кроме того, он позволяет отъединять ведущее колесо от бортовой передачи в случае поражения последней.

Конструктивная форма ведущего колеса, срок его службы, а также срок службы гусениц зависят от типа зацепления ведущего колеса с гусеничной цепью. Существует три типа зацепления ведущего колеса с гусеницей: цевочное, гребневое и зубовое. На всех

современных танках применяется исключительно цевочное зацепление.

Ведущие колеса с цевочным зацеплением бывают с одним или двумя зубчатыми венцами

Простая и легкая конструкция ведущего колеса с одним зубчатым венцом уменьшает возможность набивания грязи и снега; с другой стороны, у нее имеются и отрицательные качества. Недостаточная опора для гусеницы и повышенный износ зубьев вследствие высокого напряжения смятия в зацеплении. Уменьшить напряжение смятия в зацеплении трудно, так как это требует увеличения толщины зубьев венца, а следовательно, и увеличения размеров окна в середине трака, что ослабляет трак в самом опасном сечении. Все это ухудшает конструкцию траков гусениц, делая их менее прочными.

Ведущие колеса с одним зубчатым венцом получили некоторое распространение на легких танках и САУ.

Средние и тяжелые танки имеют обычно ведущие колеса с двумя зубчатыми венцами.

2. Требования, предъявляемые к ведущим колесам

Надежное зацепление зубьев с гусеницей в различных условиях движения танка и при различной степени износа гусениц. Обеспечивается выбором способа зацепления и назначением строгого допуска на взаимное смещение зубьев двух венцов с целью исключения перекоса гусеницы на ведущем колесе.

Высокая износоустойчивость и возможность замены наиболее изнашиваемых частей.

Самоочистка от грязи и снега.

Надежность смазки трущихся деталей внутри ведущего колеса и защищенность их от загрязнения и попадания воды при преодолении танком водных преград.

Надежность крепления, обеспечивающая передачу крутящего момента и восприятие осевых усилий.

Наиболее изнашиваемой частью ведущих колес танков являются зубья. В связи с этим зубчатый венец чаще всего выполняют сменным. Износоустойчивость зубчатого венца обеспечивается правильным очертанием профиля зубьев и цевок, выбором материала и режима термообработки, проскальзыванием цевки на сходящей, а не на входящей в зацепление ветви гусеницы. Зубчатые венцы изготавливаются из Ст. 45, Ст. 50, специальных хромо-никелевых, хромо-ванадиевых и высокомарганцовистых сталей. Рабочая поверхность зубьев подвергается термической обработке (твердость порядка $R_c = 48 \div 60$).

Самоочистка ведущего колеса обеспечивается двояким путем: применением специальных грязеочистителей или за счет особой формы ступицы ведущего колеса (см. фиг. 165). Второй способ более совершенен.

3. Типы цевочного зацепления

В зависимости от соотношения шагов гусеницы и ведущего колеса цевочное зацепление разделяется на следующие четыре типа:

- 1) специальное зацепление ($t_r < t_3$);
- 2) специальное исправленное или двухшаговое зацепление.
- 3) нормальное зацепление ($t_r = t_3$);
- 4) с переменным радиусом зацепления или многошаговое.

Долгое время на танках применялось преимущественно специальное зацепление. При специальном зацеплении тяговое усилие от ведущего колеса передается гусенице в основном зубом, выходящим из зацепления (фиг. 250,а).

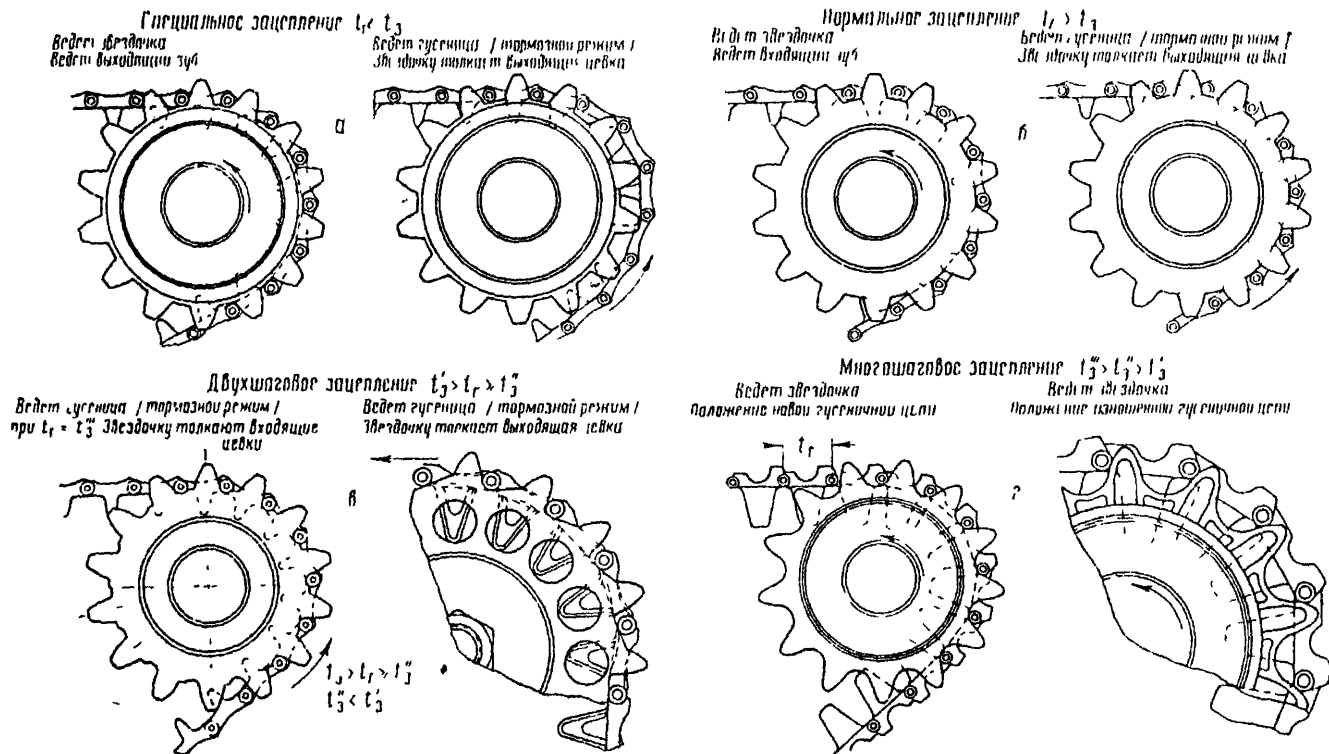
Недостатком специального зацепления является выпучивание гусеничной цепи на ободу ведущего колеса в тормозном режиме работы, когда ведущим элементом становится гусеница. Выпучивание гусеницы ухудшает работу движителя, из-за выпучивания может спадать или обрываться гусеничная цепь.

Двухшаговое зацепление фактически является исправленным специальным зацеплением (фиг. 250, в). Тяговое усилие от ведущего колеса к гусенице при этом зацеплении передается аналогично предыдущему случаю. В тормозном же режиме выпучивание гусеницы исключается возможностью расположения цевок в углублениях с обратной стороны зубьев, где шаг ведущего колеса равен или несколько меньше шага гусеницы.

При нормальном зацеплении гусеницу в основном ведет входящий в зацепление зуб ведущего колеса (фиг. 250,б). При этом зацеплении возможность заклинивания и выпучивания гусеничной цепи в тормозном режиме исключается.

В связи с вытяжкой гусеничной цепи и износом её шарниров специальное зацепление в процессе работы переходит в нормальное. За время эксплуатации шаг гусеничной цепи с цельнометаллическим шарниром может увеличиться до 8 мм. Поэтому специальное зацепление осуществляют так, чтобы шаг новой гусеничной цепи был меньше шага ведущего колеса на 1—3 (5) мм. Через 100—500 км пробега шаг гусеничной цепи становится равным шагу ведущего колеса, а затем — больше этого шага. Поэтому в начальный период эксплуатации гусеничного движителя со специальным зацеплением необходимо соблюдать осторожность при торможении и повороте.

Дальнейшим развитием нормального зацепления является зацепление с переменным радиусом, или многошаговое (фиг. 250,г). При этом зацеплении гусеничная цепь располагается на таком радиусе ведущего колеса, при котором шаг колеса равен её шагу и, следовательно, в передаче усилия участвуют несколько зубьев (в пределах угла охвата). С увеличением шага при работе гусеничной цепи зацепление не нарушается, так как гусеничная цепь имеет возможность переместиться ближе к вершинам зубьев зубчатого венца ведущего колеса. При таком способе зуб входит в зацепле-

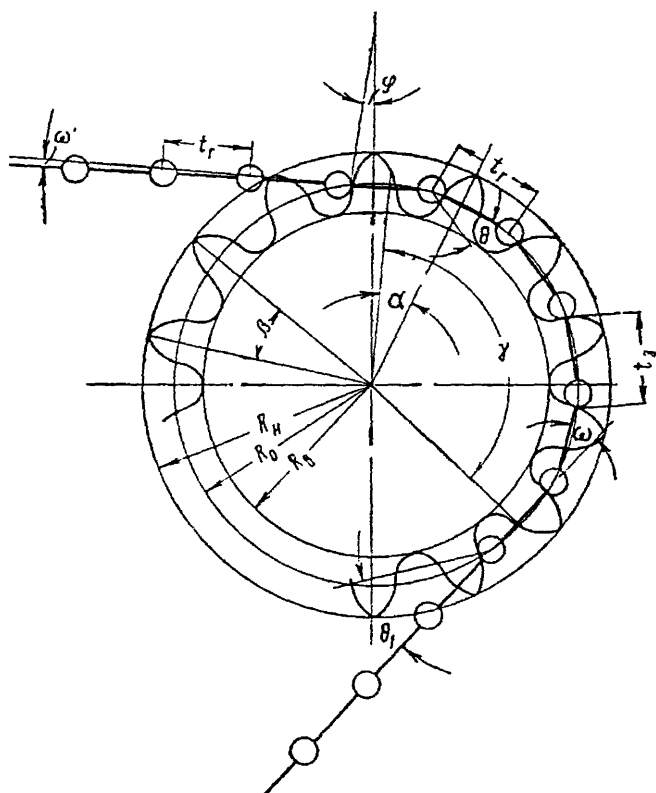


Фиг. 250. Типы зацепления ведущих колес с гусеничными цепями

ние плавно, а в тормозном режиме создаются более благоприятные условия работы гусеницы с ведущим колесом.

Параметры, характеризующие многошаговое зацепление (фиг. 251):

1. Равенство шагов ведущего колеса и гусеницы в процессе эксплуатации (т. е. $t_r = t_3$) благодаря возможности расположения цевок на том или ином радиусе ведущего колеса, в зависимости от вытяжки гусеницы.



Фиг. 251. Параметры, характеризующие многошаговое зацепление

2. Угол заострения зуба φ (угол между осью симметрии зуба и касательной к профилю в точке контакта зуба с цевкой). Он должен обеспечивать равновесное положение цевки на зубе при принятом соотношении усилий на набегающей и сбегающей ветвях гусеницы.

3. Угол давления θ (угол между осью звена и нормалью к профилю зуба в месте контакта зуба с цевкой).

4 Кроме того, при исследовании этого вида зацепления учитываются дополнительно следующие углы

а) угол охвата $\gamma = \text{const}$ — угол между перпендикулярами к набегающей и сбегающей ветвям гусеницы;

б) текущий угол ω , характеризующий положение цевки при входе в зацепление,

в) текущий угол ω' , характеризующий положение цевки при выходе из зацепления

На каждую цевку в пределах угла охвата действуют следующие силы (фиг. 252).

P_i — растягивающее усилие, действующее на цевку со стороны набегающей ветви гусеницы;

P_{i+1} — растягивающее усилие, действующее на цевку со стороны сбегающей ветви гусеницы;

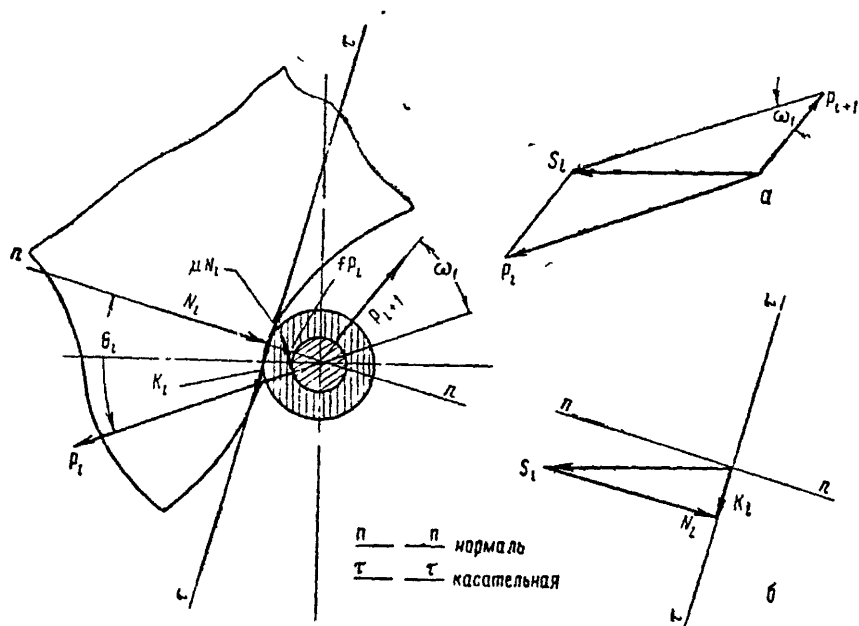
S_i — равнодействующая сил P_i и P_{i+1} ;

μN_i — сила трения снаружи цевки;

$f P_i$ — сила трения внутри цевки;

N_i — составляющая равнодействующей S_i по нормали в точке контакта (давление зуба зубчатого венца ведущего колеса на цевку);

K_i — составляющая равнодействующей S_i по касательной в точке контакта



Фиг. 252. Усилия, действующие на цевку

Каждая цевка под действием этих сил должна находиться в равновесном состоянии.

При проектировании такого зацепления строят треугольники указанных сил для мест контакта цевок с зубьями ведущего колеса в пределах угла охвата ведущего колеса гусеничной цепью с учетом возможного изменения шага гусеницы (см. фиг. 251). По этим треугольникам делается затем заключение о выполнении условия равновесия цевок на зубьях ведущего колеса, а именно должно быть: $K_i \leq \mu N_i$.

4. Расчет зубьев ведущего колеса

Этот расчет осуществляется следующим образом:

1. Задавшись углом β , т. е. степенью звенчатости, определяют число траков, укладываемых на окружности колеса (см. фиг. 251)

$$\beta = \frac{360^\circ}{z_k}, \text{ т. е. } z_k = \frac{360^\circ}{\beta},$$

где z_k — число зубьев ведущего колеса.

В выполненных конструкциях $\beta = 13-36^\circ$ (включая гребневое зацепление).

Из формулы

$$v = 0,06 \frac{z_k t_3 n_d}{i},$$

где v — скорость танка, км/час;

n_d — число оборотов в минуту коленчатого вала двигателя;

i — передаточное число трансмиссии,

определяют шаг ведущего колеса

$$t_3 = \frac{v i}{0,06 n_d z_k}.$$

3. Определяют радиус начальной окружности ведущего колеса (он может быть переменным при многошаговом зацеплении):

$$R_0 = \frac{t_3}{2 \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{t_3}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_k}}.$$

4. Строят профиль зуба. Для построения профиля зуба при нормальном и специальном зацеплениях предложено несколько методов. Для зубьев ведущего колеса с переменным шагом установившегося способа профилирования пока еще нет. При подборе профиля зубьев такого ведущего колеса необходимо учитывать:

- свободный вход и выход цевок из зацепления;
- безударность передачи усилия с зуба на зуб;
- минимум скольжения цевки по зубу под нагрузкой;
- обеспечение динамического равновесного состояния цевки в любом месте профиля зуба.

5. Радиус головок зубьев определяется по формуле

$$R_r = R_0 + (0,5 \div 1,0) r,$$

где r — радиус цевки.

6. Толщина зуба принимается равной

$$a = (0,3 \div 0,5) t_3.$$

Далее осуществляется расчет зуба на прочность и износоустойчивость. Расчетное усилие определяется из условия сцепления гусеницы с грунтом при движении танка с креном 30° по формуле (см. гл. 10 стр. 268):

$$P = 0,65 G \varphi,$$

где φ — коэффициент сцепления гусеницы с грунтом.

Для сухого дернистого грунта можно принять $\varphi = 1$. Тогда расчетное усилие для зуба ведущего колеса (n гусеницы) равно

$$P = 0,65 G. \quad (159)$$

Зуб ведущего колеса рассчитывается на изгиб и смятие. Из условия изгиба опасное сечение находится у основания зуба. При расчете зуба на изгиб делаются следующие допущения:

а) считается, что при нескольких зубчатых венцах у ведущего колеса усилие P передается в одинаковой степени всеми венцами. Тогда усилие, приложенное к одному зубу,

$$Q = \frac{P}{n z_1},$$

где n — число зубчатых венцов;

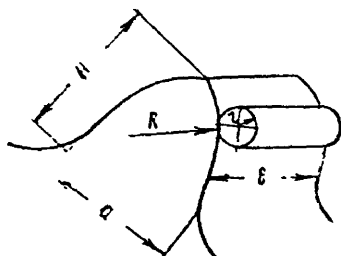
z_1 — число зубьев венца, участвующих в передаче тягового усилия (в расчетах принимают $z_1 = 1$).

б) Считается, что расчетное усилие приложено к вершине зуба и направлено по касательной к окружности головок.

Напряжение изгиба в основании зуба равно (фиг. 253)

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{6 Q H}{a^2 b}, \quad (160)$$

где $W = \frac{a^2 b}{6}$ — момент сопротивления изгибу.



Фиг. 253. Схема взаимодействия цевки и гусеницы

Допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma]_{из} = 5000 - 6000 \text{ кг/см}^2$.

Расчет на смятие зуба ведущего колеса заключается в определении максимального контактного напряжения смятия в месте соприкосновения цевки с зубом. Оно определяется по формуле Герца—Беляева.

$$\sigma_k = 0,42 \sqrt{\frac{QE}{b \cos \theta} \left(\frac{1}{R} \pm \frac{1}{r} \right)}, \quad (161)$$

где r — радиус цевки, см;

R — радиус кривизны профиля зуба в месте касания цевки, см;

b — ширина зуба, см;

θ — угол давления (в эскизных расчетах принимают $\theta = 0$).

В скобках под радикалом знак плюс берется для выпуклой, а знак минус для вогнутой части профиля зуба. Допускают максимальное напряжение смятия $[\sigma_k] = 25000—30000 \text{ кг/см}^2$.

§ 4. ГУСЕНИЧНЫЕ ЦЕПИ

1. Классификация гусеничных цепей

По относительным размерам гусеничные цепи разделяются на мелкозвенчатые и крупнозвенчатые. На современных танках преимущественно применяются мелкозвенчатые цепи. Для них характерно

$$\frac{t_r}{b} < 0,5 \text{ и } \beta < 25^\circ,$$

где b — ширина гусеницы.

Мелкозвенчатые цепи по сравнению с крупнозвенчатыми обеспечивают: меньшую периодическую неравномерность усилий в гусенице, меньшие удары о направляющее и ведущее колеса и о грунт, несколько лучшее сцепление с грунтом.

По конструкции шарниров гусеничные цепи могут быть:

- с открытым цельнометаллическим шарниром;
- с закрытым цельнометаллическим шарниром;
- с резино-металлическим шарниром.

На большинстве танков применяются гусеницы с открытым цельнометаллическим шарниром, отличающиеся конструктивной простотой. Главный недостаток таких гусениц — быстрый износ шарниров, средний срок службы — примерно 2000 км.

Срок службы гусеничных цепей с резино-металлическими шарнирами — 5000 км пробега и выше. Кроме того, такие гусеницы дают меньший шум при движении танка, имеют несколько больший к. п. д. (на 3—4%) и уменьшают динамические нагрузки, передающиеся на трансмиссию танка. Однако при прочих равных условиях они получают несколько тяжелее гусениц с открытыми цельнометаллическими шарнирами.

Одной из разновидностей гусениц с закрытым шарниром являются гусеницы с игольчатыми подшипниками в шарнирах. Срок службы таких гусениц доходит до 15000—20000 км пробега, но для

танков они не подходят из-за громоздкости и сложности конструкции шарниров, а также большого веса гусеницы.

Траки гусениц бывают металлические и резино-металлические. На танках преимущественно применяются металлические, они проще и легче. Применением резины на опорной поверхности трака преследовалась цель исключить порчу дорог с твердым покрытием. Гусеницы с такими траками для танков менее пригодны из-за более низких сцепных свойств и большего веса. Гусеницы с резиной на беговой части облегчают условия работы опорных катков и подвески, способствуя смягчению ударов, но также получают более тяжелыми и более огнеопасными.

По способу изготовления металлические траки бывают литые и штампованные. Наибольшее распространение имеют гусеницы с литыми траками. Прогрессивным способом могло бы быть изготовление траков из профилированного проката, для чего необходимо найти приемлемую конструктивную форму трака.

2. Требования, предъявляемые к гусеничным цепям

Обеспечение танку высокой проходимости, хорошего сцепления с грунтом, малых сопротивлений прямолинейному движению и повороту. Хорошее сцепление гусениц с грунтом обеспечивается грунтозацепами. Излишек в высоте грунтозацепов увеличивает сопротивление движению танка, поэтому высота постоянных грунтозацепов для средних и тяжелых танков должна быть в пределах 25—30 мм. Для увеличения сцепных свойств гусеницы в особо тяжелых условиях работы целесообразно применение съемных грунтозацепов с высотой 55—60 мм.

Длительный срок службы (не менее 5000 км пробега) и прочность. В основном срок службы гусеничной цепи зависит от износоустойчивости шарниров. У гусениц изнашиваются также цевки и грунтозацепы, а при цельнометаллических катках и катках с внутренней амортизацией и беговые дорожки.

Высокий к. п. д. К. п. д. зависит от шага и веса гусеницы, диаметра пальца, конструкции шарнира, состояния беговой поверхности натяжения гусеницы и скорости движения танка. Коэффициент трения шарнира с игольчатыми подшипниками $\mu_{ш} = 0,02$, резино-металлического $\mu_{ш} = 0,12 \div 0,16$ и цельнометаллического открытого $\mu_{ш} = 0,18 \div 0,39$ (а при наличии абразива — песка $\mu_{ш} = 0,44$). Коэффициент трения изношенных шарниров больше, а следовательно, к. п. д. меньше. Уменьшение веса и шага гусеницы и предохранение шарниров от попадания абразива способствуют повышению к. п. д. гусеничного движителя.

Малый вес. Это требование обеспечивается применением траков скелетообразной формы и материалов с высокими механическими качествами.

Удобство в эксплуатации. Обеспечивается надежностью фиксации пальцев, возможностью быстрой замены траков, самоочисткой и неспаданием гусениц. Последнее зависит от конструкции траков (формы, размеров и расположения направляющих гребней), а также от типа зацепления с ведущим колесом.

3. Оценочные параметры гусеничных цепей

Конструкция гусеничных цепей оценивается следующими параметрами:

а) коэффициентом прочности

$$k = \frac{P_{\text{разр}}}{G},$$

где $P_{\text{разр}}$ — усилие, при котором происходит разрыв гусеничной цепи;

G — вес танка.

В выполненных конструкциях $k = 1,5 \div 6$. При нижнем значении k прочность гусеницы получается недостаточной. При проектировании необходимо принимать $k = 2,5 - 3,5$.

б) относительный вес гусениц в %

$$\delta = \frac{G_r}{G} 100\%,$$

где G_r — вес двух гусениц.

Средний относительный вес гусениц танков периода второй мировой войны — 8,4%, причем крайние значения сильно отличались от среднего значения. Желательным относительным весом для современных средних танков следует считать 6—7% и для тяжелых танков 7—8%.

в) Обобщенный оценочный параметр (коэффициент совершенства) гусениц. Отдельно взятый коэффициент прочности не указывает, чем обеспечена прочность — количеством материала или удачной конструкцией. Это оценивается, во-первых, сочетанием коэффициента прочности и относительного веса гусениц в виде отношения:

$$\frac{\delta}{k} = \frac{G_r}{P_{\text{разр}}} 100\%.$$

Чем меньше отношение $\frac{\delta}{k}$, тем лучше гусеница. Это отношение должно быть не более 2—2,5%.

Но этот оценочный параметр не отражает удельного давления — основного параметра проходимости танка. Поэтому, во-вторых, если сочетать три параметра — k , δ и q , то получим обобщенный

параметр, определяющий совершенство конструкции гусениц, в следующем виде:

$$\gamma = \frac{\delta}{k} q 100\% \left[\frac{\text{кг}^0/\text{о}}{\text{см}^2} \right].$$

Чем меньше γ , тем совершенней конструкция гусеницы. Желательные значения коэффициента γ :

для гусениц средних танков $\gamma = 1,5 \div 2,0$;

для гусениц тяжелых танков $\gamma = 1,7 \div 2,3$.

4. Конструктивные особенности и материал гусениц

Как указывалось выше, основной недостаток гусениц с открытыми цельнометаллическими шарнирами — быстрый износ шарниров. Причина износа — абразив. При наличии абразива, в особенности влажного, износ в 8—10 раз выше по сравнению с работой шарнира при отсутствии такового.

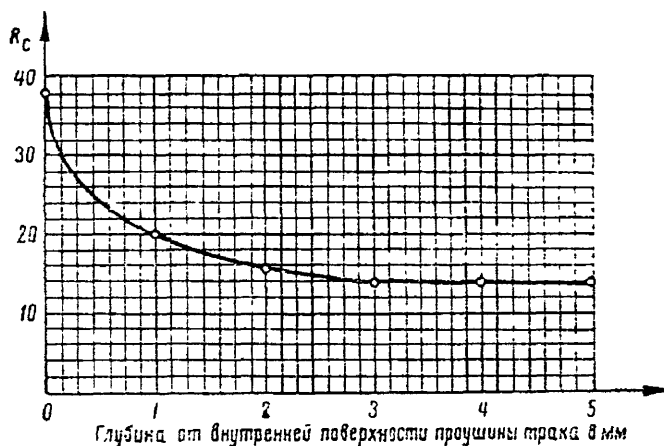
Способы уменьшения износа открытого цельнометаллического шарнира: подбор материала для пальцев и траков, создание наклепа на рабочей поверхности проушины, повышение твердости рабочей поверхности проушины трака и пальца термообработкой (вплоть до применения ТВЧ) и конструктивные мероприятия.

Наиболее распространенным материалом для изготовления траков в начале второй мировой войны была высокомарганцовистая сталь (с содержанием марганца до 11,5—14,5%). В конце минувшей войны для изготовления траков гусениц применялись и другие марки стали.

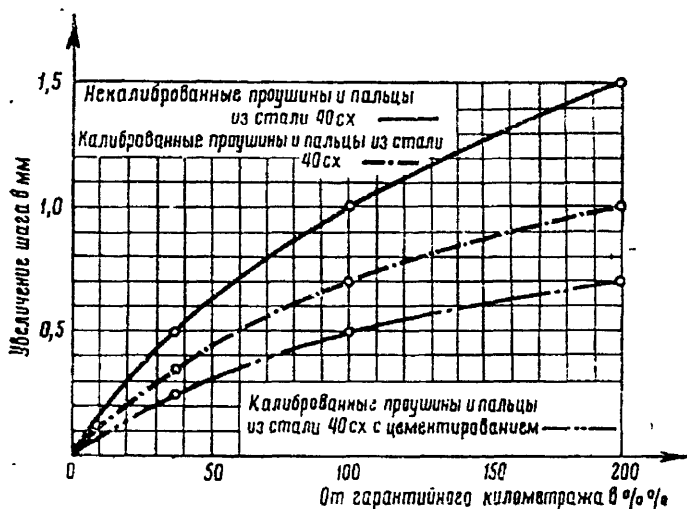
Литые траки изготавливаются из сталей Г-13, КДЛВТ: штампованные траки — из сталей 35ХГ2, ТВМ, ТВД. Применяются также стали 27СГТ и 33ХГС. Для изготовления пальцев гусениц применяются стали 40СХ, 40ХСА, 32ХСА, 37ХСА, 27СГ, 60Г. Лучшая по износоустойчивости пара — трак из стали ТВМ и палец из стали 40ХСА. Опыт показывает, что чем выше твердость обеих трущихся поверхностей шарнира, тем меньше износ.

Обычно траки из высокомарганцовистых сталей изготавливаются отливкой без последующей механической обработки проушин. В связи с тем, что поверхность в отверстиях проушин получается шероховатой и учитывая способность этой стали увеличивать сопротивление износу при условии создания наклепа на рабочей поверхности, применяют калибровку проушин. В результате калибровки отверстий проушин осуществляется уплотнение поверхностного слоя материала, обеспечивается чистота поверхности проушин и уменьшаются производственные отклонения в размерах шага трака и отверстий проушин. Твердость рабочей поверхности в результате этой операции повышается с 14 до 38 единиц по Роквеллу (фиг. 254).

Результаты сравнительных испытаний траков и пальцев показаны на фиг. 255, из которой видно, что цементация пальцев повышает износостойкость цельнометаллического шарнира. Глубина



Фиг. 254. Влияние калибровки проушины на твердость рабочей проушины трака



Фиг. 255. Влияние калибровки проушин и термической обработки пальцев на износ цельнометаллического шарнира

цементации 0,6—1,2 мм. Износоустойчивость шарниров гусеничных цепей может быть достигнута также за счет применения сменных втулок, в том числе из специального материала «сармайт». Твердость рабочей поверхности втулок из сармайта американских гусе-

ниц доходит до 60—65 R_c . Возможно также применение текстолитовых и металлокерамических втулок.

Уменьшению износа цельнометаллического шарнира способствуют уменьшение зазоров (в особенности торцовых, а также и радиального) и форма трака, препятствующая проникновению абразива внутрь шарнира. Износ цельнометаллического шарнира удалось бы в значительной степени уменьшить, уплотнив шарнир стальными пружинящими или резиновыми кольцами, но эта задача, кажущаяся на первый взгляд простой, до сих пор является не решенной.

В гусенице изнашивается поверхность, соприкасающаяся с грунтом, а также беговая поверхность катка при применении цельнометаллических катков или катков с внутренней амортизацией. Надежным средством увеличения срока службы гусеницы является местная закалка токами высокой частоты поверхностей траков, работающих в наиболее тяжелых условиях.

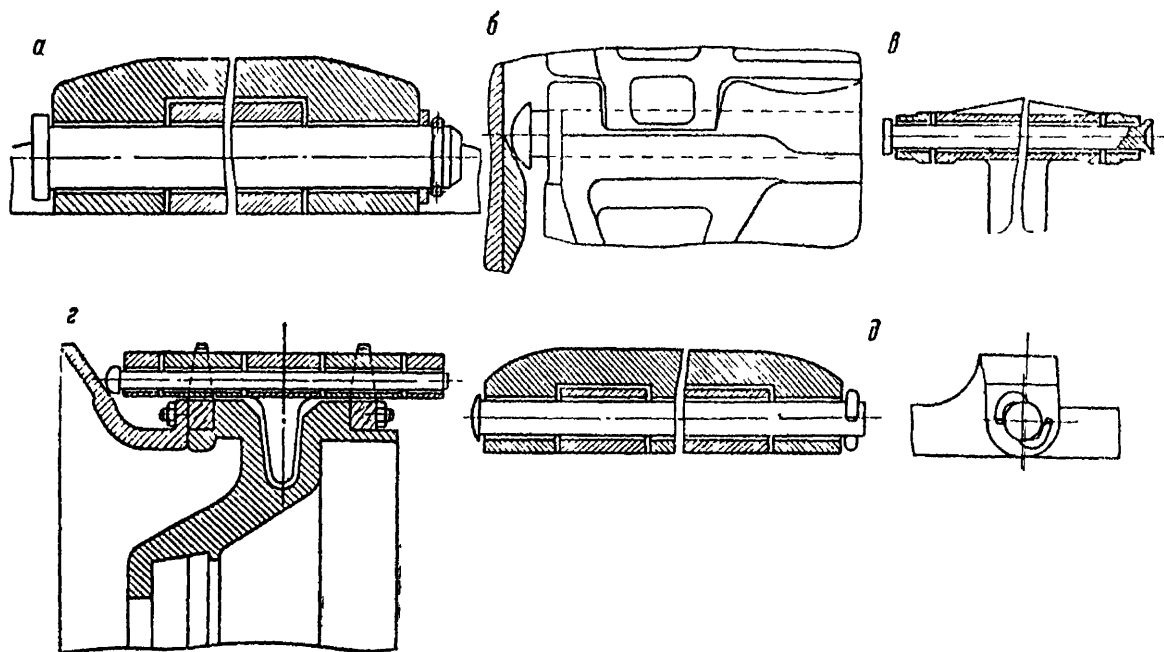
Наилучшей формой трака является скелетообразная форма, обеспечивающая траку высокую прочность при наименьшем весе.

В гусеницах с открытым шарниром фиксация пальцев осуществляется различными способами (фиг. 256): при помощи отбойных кулаков б, отбойных дисков г, стопорных колец а, шплинтов д и путем развальцовки или расклепки пальцев в.

Наиболее простыми и надежными являются способы фиксации при помощи отбойных кулаков или стопорных колец. Фиксация пальцев шплинтовкой недостаточно надежна. Развальцовка или расклепка пальцев применяется при малых диаметрах последних. Отбойные диски утяжеляют ведущее и направляющее колеса и ухудшают условия очистки их от грязи, но зато обеспечивают возврат пальцев на место при более благоприятных условиях.

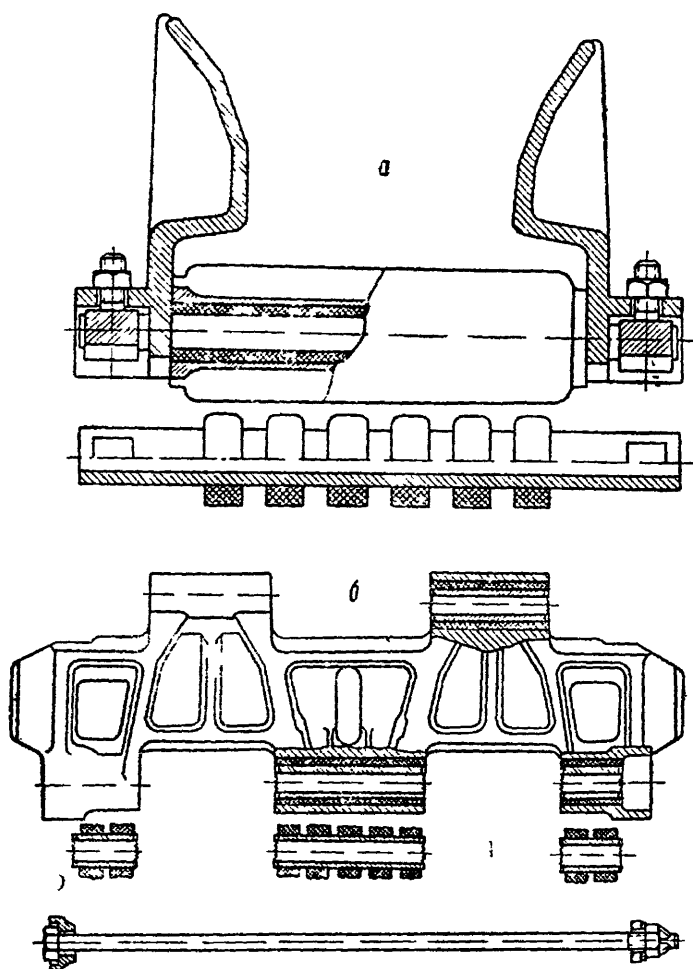
Резино-металлические шарниры выполнялись двояким путем: с односторонним и двусторонним размещением резиновых колец (фиг. 257). При первом способе резиновые кольца размещаются в проушинах только одной стороны трака — в проушинах другой стороны закрепляется палец. При второй конструкции резиновые кольца помещаются в проушинах обеих сторон трака.

Повышение срока службы резино-металлического шарнира может быть достигнуто двумя путями: уменьшением растягивающего усилия и уменьшением касательного напряжения. С целью уменьшения напряжения кручения в резиновых кольцах траки монтируют таким образом, чтобы они в свободном состоянии располагались относительно друг друга под углом, равным половине центрального угла, образуемого двумя траками на ведущем колесе. Это уменьшает угол закрутки резиновых колец вдвое по сравнению с углом, образуемым в случае, если бы гусеница после монтажа в свободном состоянии располагалась прямолинейно: вместо угла закрутки от 0 до β получается угол от $-\frac{\beta}{2}$ до $+\frac{\beta}{2}$.



Фиг. 256. Способы крепления пальцев цельностальных гусениц

Угол закрутки резиновых колец при двустороннем размещении последних и при прочих равных условиях также в два раза меньше по сравнению с углом закрутки при одностороннем размещении.



Фиг. 257. Резино-металлический шарнир

Таким образом, имеется возможность уменьшить угол закрутки резиновых колец в четыре раза по сравнению с самым невыгодным случаем конструктивного выполнения траков с резино-металлическими шарнирами.

Недостаток конструкции шарниров, показанных на фиг. 257 — трудность демонтажа гусеницы и замены трака в полевых условиях силами экипажа.

5. Расчет гусеничной цепи с цельнометаллическими шарнирами

В связи со сложностью формы трака, неопределенностью величины и характера действующих усилий применяемые способы расчета гусеничной цепи являются приближенными.

Опыт эксплуатации гусеничных машин, а также испытания гусеничных цепей на разрыв показывают, что чаще всего разрушаются проушины и пальцы траков. Кроме того, имеет место появление трещин в самом траке.

Наибольшая расчетная сила тяги одной гусеницы в соответствии с формулой (159)

$$P = 0,65 G.$$

Расчет проушин траков. Расчетная схема для определения нагрузок на проушины приведена на фиг. 258. Распределение нагрузок между проушинами находится из совместного решения следующих трех уравнений *

$$\begin{aligned} P_1 : P_2 : P_3 : \dots : P_{n1} = \\ = \frac{1}{\frac{3}{2} b_1 + s} : \frac{1}{\frac{3}{2} b_2 + s} : \frac{1}{\frac{3}{2} b_3 + s} : \dots : \frac{1}{\frac{3}{2} b_{n1} + s}, \\ 2 P'_1 : P'_2 : P'_3 : \dots : P'_{n2-1} : 2 P'_{n2} = \\ = \frac{1}{\frac{3}{2} b'_1 + s} : \frac{1}{\frac{3}{2} b'_2 + s} : \frac{1}{\frac{3}{2} b'_3 + s} : \dots : \frac{1}{\frac{3}{2} b'_{n2} + s}, \\ P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_{n1} = P'_1 + P'_2 + P'_3 + \dots + P'_{n2} = P = P'. \end{aligned}$$

Соотношения выведены в предположении, что распределение усилия, приложенного к гусенице, между проушинами прямо пропорционально модулю жесткости изгиба пальца в точках фактического приложения сил в проушинах.

Расчет проушины на прочность осуществляется дважды: по наиболее нагруженному среднему и по крайнему ушку. Проушина рассчитывается на разрыв по сечению, перпендикулярному к направлению действия силы (фиг. 259)

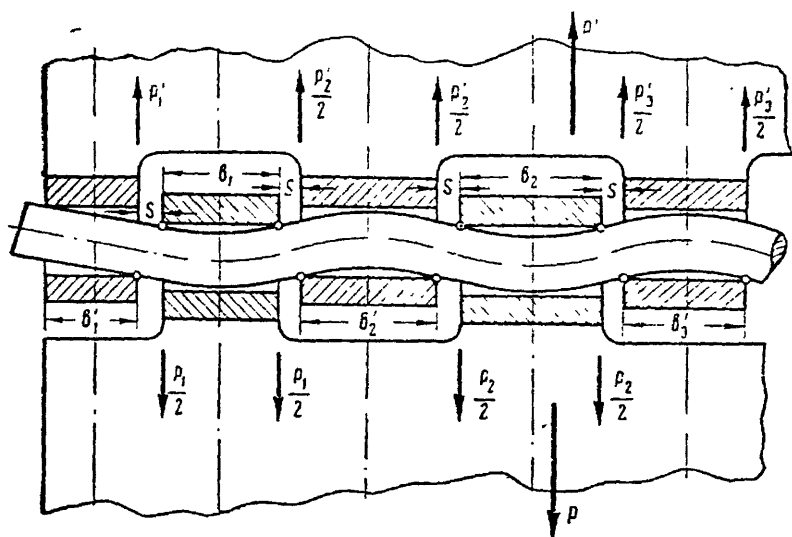
$$\sigma_p = \frac{P_i}{2(R-r)b_i}. \quad (162)$$

$$\text{Должно быть } \sigma_p \leq [\sigma]_p = \frac{\sigma_{вр}}{k},$$

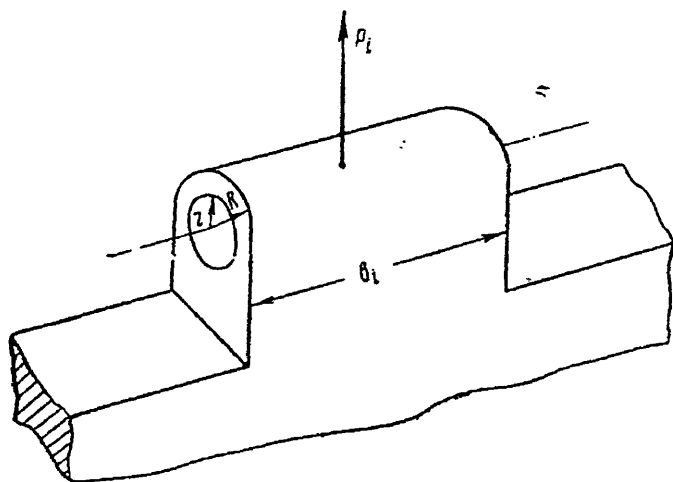
где $\sigma_{вр}$ — временное сопротивление разрыву материала трака, кг/см^2 ;

k — коэффициент запаса прочности.

* См. „Конструкция и расчет танков“, ч. III, 1951.



Фиг. 258. Расчетная схема для определения нагрузок на проушины



Фиг. 259. Расчетная схема проушины трака гусеницы

Для высокомарганцовистой стали допускают $[\sigma]_p = 3000 \text{ кг/см}^2$.
 Для стального литья $[\sigma]_p = 1500 \text{ кг/см}^2$.

Рабочая поверхность проушины проверяется на удельное давление

$$q_i = \frac{P_i}{2rb_i} [\text{кг/см}^2], \quad (163)$$

где $2rb_i$ — диаметральной плоскость.

В выполненных конструкциях $q = 750 \div 2000 \text{ кг/см}^2$, а в некоторых случаях до 4000 кг/см^2 . Широкие пределы объясняются примененным материалом, состоянием и обработкой отверстий проушин. От удельного давления в проушине зависит в значительной степени износ как самой проушины, так и пальца. Опыт показывает, что даже незначительное увеличение (порядка 2 мм) диаметра пальца, а следовательно и отверстия проушины, сильно скажется на увеличении срока службы цельнометаллического шарнира. Рекомендуется принимать $q \leq 1500 \text{ кг/см}^2$.

Расчет трака на разрыв осуществляется обычным путем по наиболее ослабленному сечению. Запас прочности при этом расчете принимают

$$\frac{\sigma_{\text{уп}}}{[\sigma]_p} \approx 5.$$

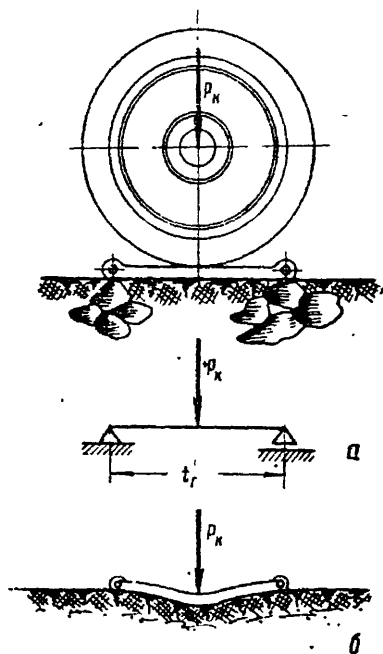
Расчет трака на изгиб необходимо осуществлять при двух возможных случаях опасного нагружения:

а) При нахождении трака на твердом неровном грунте. В этом случае трак будет работать как балка, лежащая на двух опорах и нагруженная по середине нагрузкой, приложенной к катку (фиг. 260, а). Тогда максимальный изгибающий момент наиболее нагруженного сечения трака равен

$$M_{\text{из}} = \frac{P_k t_r}{4},$$

напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W},$$



Фиг. 260. Вид деформации трака:
 а — на дороге с твердыми включениями (каменьями); б — на мягком грунте

где W — момент сопротивления изгибу (определяется методами, излагаемыми в курсе „Сопротивление материалов“).

б) При нахождении на мягком грунте. В этом случае расчет может быть осуществлен по аналогии с плитой, расположенной на упругом основании (фиг. 260, б). В этом случае момент изгиба в наиболее нагруженном месте равен

$$M_{из} = \frac{P_k}{4B} \quad \text{и} \quad B = \sqrt[4]{\frac{K_1 b}{4EI}},$$

где b — ширина трака, см;

E — модуль упругости 1-го рода материала трака, кг/см².

I — момент инерции поперечного сечения трака, см⁴;

P_k — нагрузка, приложенная к катку, кг;

K_1 — податливость грунта; для наиболее опасного случая (трак расположен на пашне); $K_1 = 0,5 - 1,5$ кг/см³.

В обоих случаях расчета трака на изгиб нагрузка, приложенная к катку, должна быть взята равной максимально возможной по условиям движения.

Расчет соединительного пальца осуществляется на срез и изгиб, при этом в обоих случаях производится по силе, приходящейся на проушину.

Расчет пальца на срез осуществляется по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{4}{3} \frac{P_i}{2 \frac{\pi d_n^2}{4}} = 0,85 \frac{P_i}{d_n^2},$$

где d_n — диаметр пальца.

Коэффициентом, равным $\frac{4}{3}$, учитывается концентрация напряжения, цифрой 2 — срез по двум плоскостям.

Принимают

$$[\tau]_{ср} = \frac{0,8\sigma_{вр}}{k},$$

где $k = 2,5 - 3,5$.

В существующих вполне работоспособных конструкциях $\tau_{ср} = 1300 - 2000$ кг/см².

Раньше расчет пальца на изгиб производили, считая палец неразрезной балкой, лежащей на двух опорах и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой. Теперь принято принимать во внимание влияние торцовых и радиальных зазоров на деформацию изгиба пальца (фиг. 261). При таких условиях работы пальца на изгиб момент изгиба пальца равен *

$$M_{из} = \frac{P_i (l_i^2 - b_i^2)}{8l_i},$$

где $l_i = b_i + 2s$.

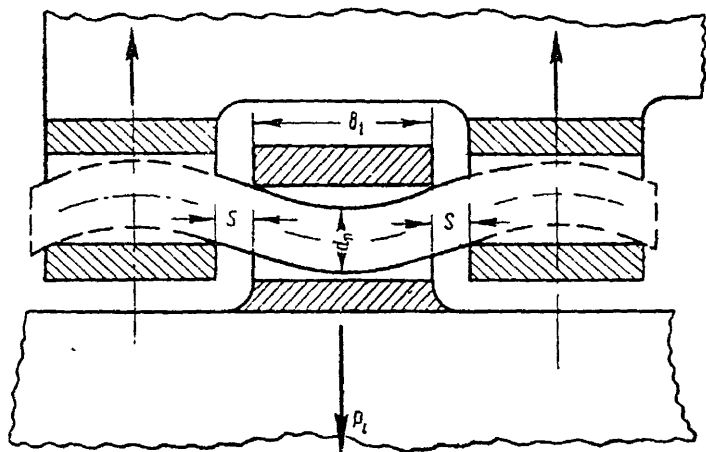
* См. Конструкция и расчет танков. ч. III, 1951.

Напряжение изгиба в сечении пальца равно

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_i (l_i^3 - b_i^3)}{0,8 l_i d_n^3}, \quad (164)$$

так как $W \approx 0,1 d_n^3$ — момент сопротивления сечения пальца.

Напряжение изгиба в существующих конструкциях $\sigma_{\text{и}} = 600—1000 \text{ кг/см}^2$, что вполне соответствует допустимым напряжениям при переменной величине нагрузки.



Фиг. 261. Расчетная схема пальца трака

6. Расчет резино-металлического шарнира

Примем для упрощения следующие допущения:

- резиновый шарнир состоит из концентрических колец;
- концентрические слои резины сохраняют при нагружении свою цилиндрическую форму;
- расстояния между концентрическими слоями остаются неизменными.

При этих допущениях для любого слоя, расположенного на радиусе r (фиг. 262), сила, приложенная к нему,

$$Q = 2\pi r b \tau,$$

где τ — касательное напряжение на радиусе, равном r .

Момент этой силы равен внешнему моменту, приложенному к шарниру, т. е.

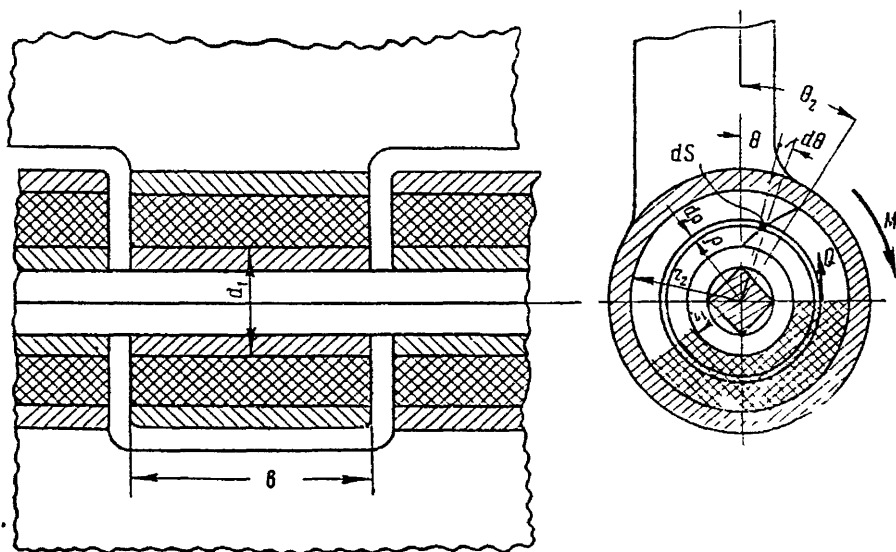
$$M = Q\rho = 2\pi\rho^2b\tau,$$

откуда касательное напряжение в резине

$$\tau = \frac{M}{2\pi\rho^2b}, \quad (165)$$

которое имеет максимум при $\rho = r_1$, а именно:

$$\tau_{\max} = \frac{M}{2\pi r_1^2 b}.$$



Фиг. 262. Расчетная схема резино-металлического шарнира

Момент кручения резинового кольца определяется из следующих соображений (см. фиг. 262). Рассмотрим два concentric layers, расположенных на расстоянии ρ и $\rho + d\rho$ от оси цилиндра. При деформации кручения слой, расположенный на радиусе $\rho + d\rho$, сдвинется относительно слоя, расположенного на радиусе ρ на величину дуги ds .

Величина дуги ds может быть выражена через угол сдвига θ двух соседних слоев, а именно:

$$ds = \theta d\rho.$$

На основании закона Гука угол θ равен

$$\theta = \frac{\tau}{G},$$

где G — модуль сдвига.

Заменив в этом выражении τ его значением из формулы (165), получим

$$\theta = \frac{M}{2\pi\rho^3bG}.$$

Дуга ds может быть выражена через центральный угол $d\theta$, соответствующий ей, как

$$ds = (\rho + d\rho) d\theta,$$

или по малости величины $d\rho$ сравнительно с ρ

$$ds = \rho d\theta.$$

Из сравнения с ранее полученным выражением для дуги ds

$$ds = \theta d\rho = \frac{M}{2\pi\rho^3bG} d\rho = \rho d\theta$$

найдем угол поворота рассматриваемого концентрического слоя

$$d\theta = \frac{M d\rho}{2\pi\rho^3bG}.$$

Тогда полный угол θ_2 поворота наружного (поверхностного) слоя относительно внутреннего

$$\theta_2 = \int_0^{\theta_2} d\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{M d\rho}{2\pi\rho^3bG},$$

или

$$\theta_2 = \frac{M}{2\pi bG} \int_{r_1}^{r_2} \frac{d\rho}{\rho^3}.$$

Произведя интегрирование, получим

$$\theta_2 = \frac{M}{4\pi bG} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right),$$

откуда момент кручения, приложенный к резиновому кольцу, равен

$$M = \frac{4\pi\theta_2 b G r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \text{ и } \tau_{\max} = \theta_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} G. \quad (166)$$

Учитывая, что на шарнир действует еще сила тяги гусеницы, рекомендуется принимать $\tau \leq 6 \text{ кг/см}^2$

Резиновый шарнир необходимо также проверить на напряжение смятия под действием расчетной силы тяги.

Напряжение смятия в резиновых кольцах резино-металлического шарнира

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{d_1 \Sigma b},$$

где Σb — общая длина всех резиновых колец в проушинах одной стороны трака. Можно допускать $\sigma_{\text{см}} = 250\text{—}330 \text{ кг/см}^2$.

§ 5. НАТЯЖНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Натяжные приспособления состоят из направляющего колеса, механизма натяжения, а на некоторых танках и компенсирующего устройства.

Обод направляющего колеса преимущественно делают металлическим, а иногда обрешиненным. Обрешиненный обод смягчает удары траков о направляющее колесо и уменьшает шум при движении танка.

В некоторых танках направляющие колеса имели зубчатые венцы, предназначавшиеся или для направления гусениц или для торможения их. В последнем случае направляющие колеса снабжались тормозами.

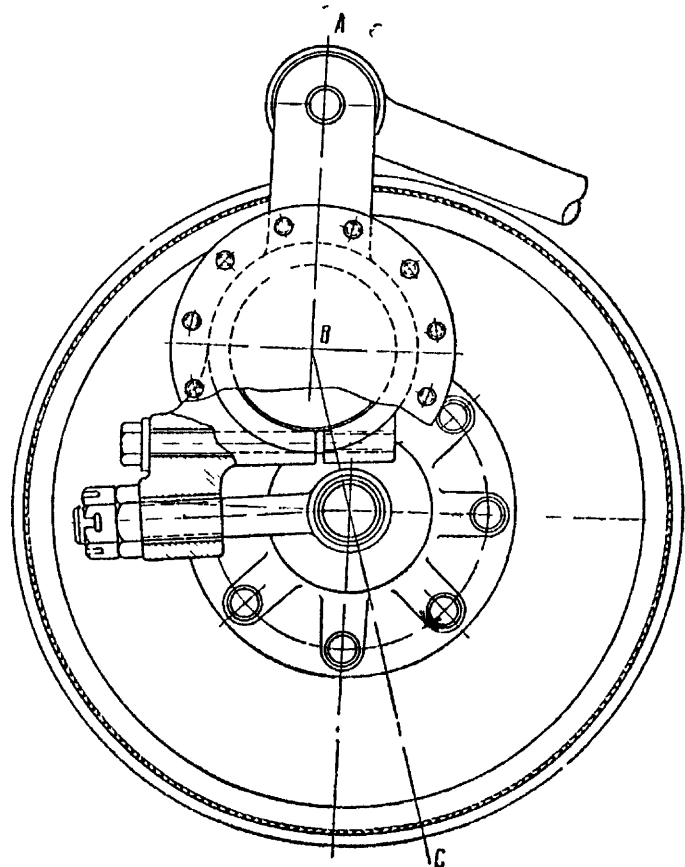
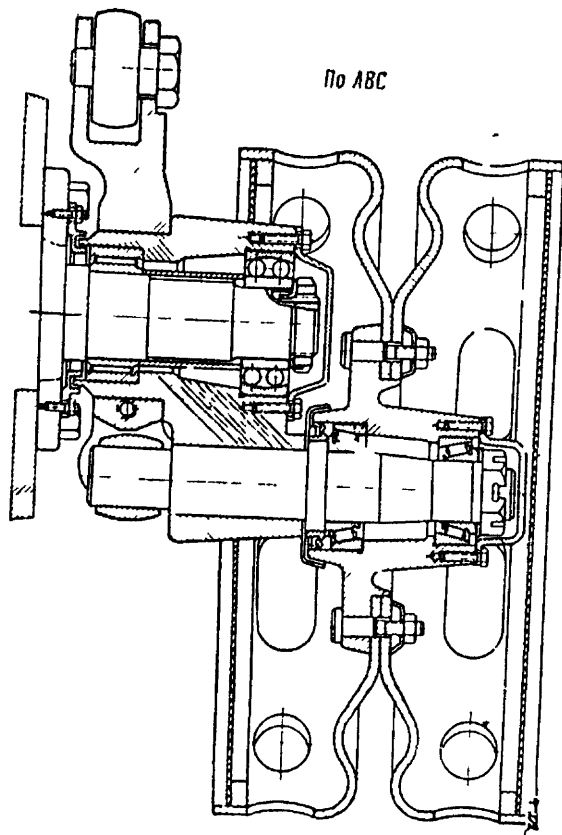
1. Классификация натяжных механизмов

По траектории перемещения оси направляющего колеса механизмы натяжения гусениц разделяются на три группы:

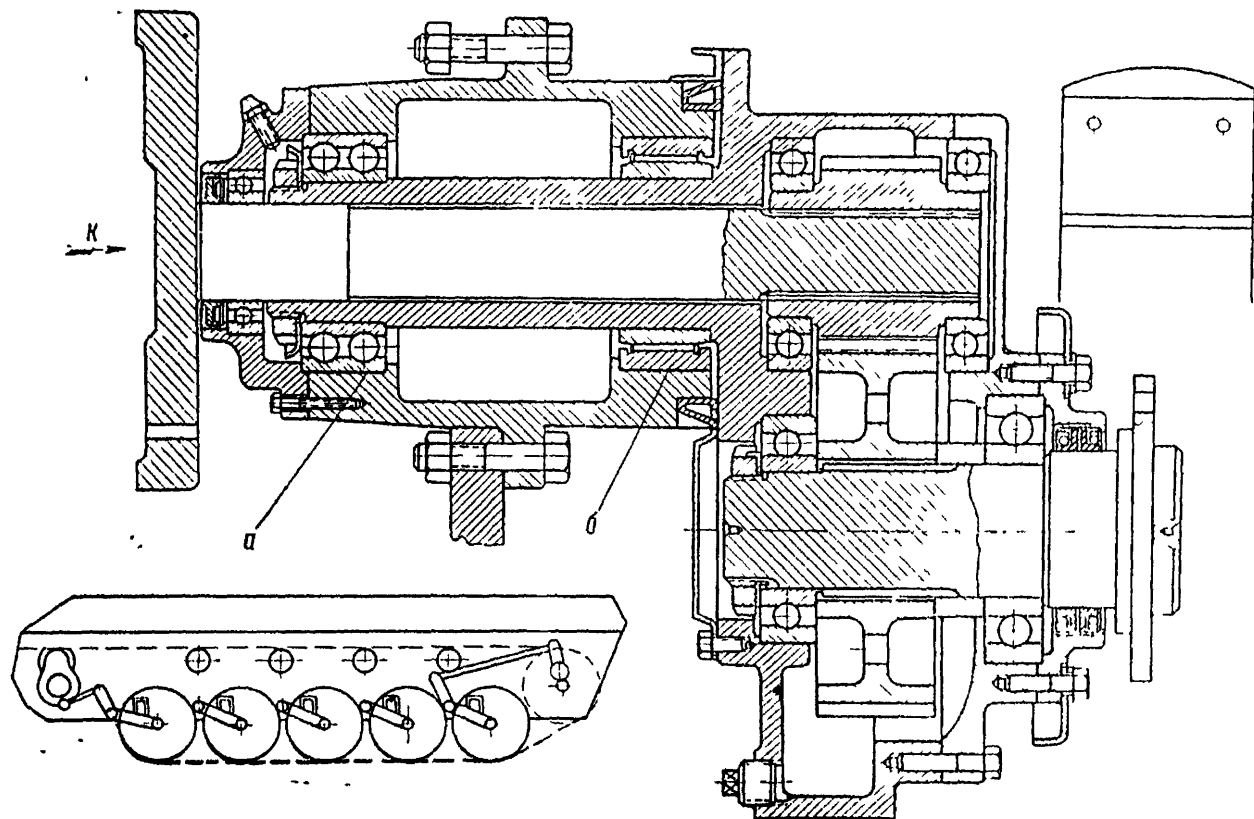
- механизмы с перемещением оси направляющего колеса по дуге окружности — кривошипные,
- кривошипные с компенсирующим устройством,
- механизмы с прямолинейным перемещением оси направляющего колеса

Наибольшее распространение имеют натяжные механизмы кривошипного типа, их проще оформить конструктивно, они получаются более компактными и надежными.

Компенсирующие устройства применяются с целью сохранения постоянства натяжения гусеничной цепи при наезде на неровность опорного катка, расположенного рядом с направляющим колесом гусеничного движителя. Конструкция кривошипного натяжного механизма с компенсирующим устройством, примененная в СУ Т-70, показана на фиг. 263. В этой американской самоходной артиллерийской установке периода второй мировой войны компенсирующее устройство было применено и для заднего опорного катка с ведущим колесом (фиг. 264). В этом случае картер бортовой передачи должен быть укреплен шарнирно. В СУ Т-70 он укреплен на двух



Фиг. 263. Направляющее колесо гусеничного движителя СУ Т-70 (с компенсационным устройством)



Фиг. 264. Бортовой редуктор СУ Т-70 (имеет компенсационное устройство)

подшипниках двухрядном шарикозом — α и игольчатом. **б. Как** видно из фигур, направляющее и ведущее колеса каждого борта и соседние с ними опорные катки связаны кинематически друг с другом.

Компенсирующие устройства предохраняют гусеницу от спадания, несколько разгружают трансмиссию от дополнительной нагрузки, способствуют повышению плавности хода, но усложняют ходовую часть танка и бортовые передачи. Компенсирующие устройства применяют также только для направляющих колес. Конструкция ходовой части в этом случае получается несколько проще.

2. Требования, предъявляемые к натяжным приспособлениям

К натяжным приспособлениям предъявляются следующие требования:

1. Простота и надежность конструкции.
2. Удобство обслуживания и ухода.
3. Малый вес.

Кроме того, специальные требования предъявляются к направляющему колесу:

а) самоочистка от грязи и снега — обеспечивается применением скалывателей льда;

б) бесшумность в работе — может быть достигнута применением на направляющем колесе резиновых шин.

Специальные требования к натяжному механизму:

а) легкость и удобство натяжения гусеницы усилием одного человека — обеспечивается применением облегчающих устройств рычага, червячной пары или винтовой передачи;

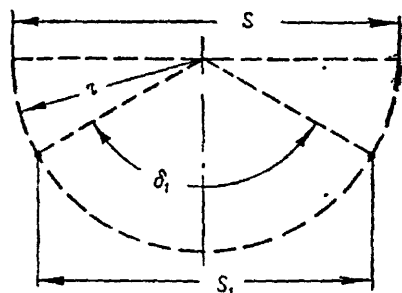
б) надежность фиксации и минимальные интервалы между фиксированными положениями;

в) величина возможного перемещения оси направляющего колеса должна быть больше шага гусеничной цепи.

Выполнение третьего требования обеспечивается следующим кинематическим расчетом. При больших углах охвата направляющего колеса гусеницей, близких к 180° , изменение длины гусеничного обвода Δl равно удвоенному перемещению оси направляющего колеса:

$$\Delta l \approx 2s.$$

Для кривошипных механизмов натяжения, при возможности кругового вращения кривошипа, радиус кривошипа (фиг. 265) равен



Фиг. 265. Положения кривошипа направляющие колеса

$$r = \frac{s}{2} = \frac{\Delta l}{4} \geq \frac{t_r}{4}, \quad \text{т. е. } r \geq \frac{t_1}{4}.$$

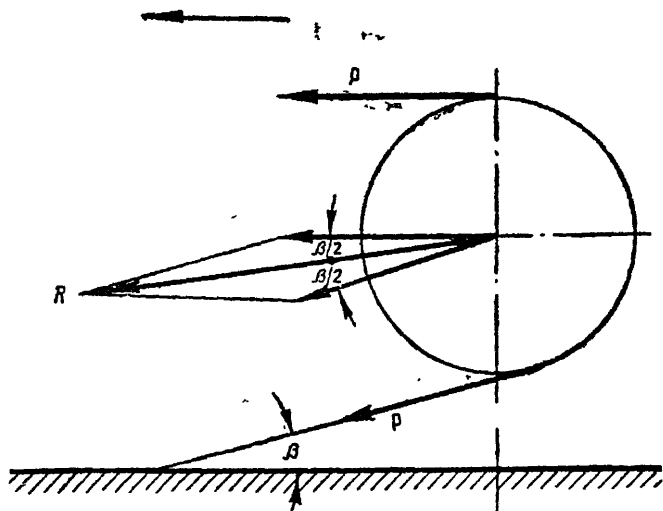
Если кривошип может поворачиваться только на определенный угол (при винтовых механизмах), то:

$$\frac{s_1}{2} = r \sin \frac{\varphi_1}{2}, \quad \text{т. е. } r \geq \frac{t_r}{4 \sin \frac{\varphi_1}{2}}.$$

3. Расчет натяжного приспособления

Независимо от расположения направляющего колеса, расчетной силой для натяжного механизма является максимальная сила тяги гусеницы, которую принимают, как и при расчете некоторых других агрегатов, равной 0,65 G.

На ось направляющего колеса (фиг. 266) действует сила, максимальная величина которой равна (из условия движения задним



Фиг. 266. Силы, действующие на ось направляющего колеса

ходом при переднем расположении направляющего колеса и из условия движения вперед при заднем расположении направляющего колеса)

$$R = 2P \cos \frac{\beta}{2},$$

где β — угол наклона ветви гусеницы.

На действие этой силы R и осуществляется расчет на прочность направляющего колеса и его оси, а также и натяжного механизма при отсутствии фиксирующих устройств, удерживающих направ-

ляющее колесо после натяжения гусеничной цепи. При наличии та-
ких фиксирующих устройств расчет на прочность натяжного меха-
низма осуществляется по максимальной силе предварительного на-
тяжения гусеничной цепи.

Расчет подшипников направляющего колеса на работоспособ-
ность осуществляется по эквивалентной нагрузке и условному чис-
лу оборотов. Условное число оборотов определяется в зависимости
от принятого распределения работы танка по передачам. Эквива-
лентная нагрузка определяется в зависимости от расположения на-
правляющего колеса. При переднем расположении направляющего
колеса эквивалентная нагрузка равна силе предварительного на-
тяжения, при заднем расположении она определяется, кроме того,
и по силам тяги танка на передачах.

Передаточное число механизма натяжения определяется из ра-
венства моментов развиваемого человеком на рычаге (ключе) ме-
ханизма натяжения и потребного для натяжения гусеничной цепи
направляющим колесом:

$$P_{\text{в}} R_{\text{р}} i_{\text{ч}} \gamma_{\text{м}} = 2 T_0 r \cos \frac{\beta}{2},$$

откуда

$$i_{\text{ч}} = \frac{2 T_0 r \cos \frac{\beta}{2}}{P_{\text{в}} R_{\text{р}} \gamma_{\text{м}}}, \quad (167)$$

где $i_{\text{ч}}$ — передаточное число механизма натяжения;
 T_0 — сила предварительного натяжения гусеничной цепи;
 r — радиус кривошипа направляющего колеса;
 β — угол наклона гусеничной цепи (см. фиг. 266);
 $P_{\text{в}}$ — усилие, приложенное к рычагу (ключу), его принимают
равным 15–20 кг;
 $R_{\text{р}}$ — плечо приложения силы $P_{\text{в}}$;
 γ — к.п.д. натяжного механизма.

Сила предварительного натяжения гусеничной цепи

$$T_0 = \frac{\gamma \cdot l_0^2}{8f};$$

$$\gamma = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{п}}}{l_{\text{г}}},$$

где l_0 — расстояние между поддерживающими роликами;
 γ — погонный вес гусеницы;
 $Q_{\text{тр}}$ — вес одного трака;
 $Q_{\text{п}}$ — вес одного пальца;
 f — стрела прогиба (определяется опытным путем; при
расчете можно принять $f \approx 0,02 \text{ м}$).

Расчет на прочность направляющего колеса и дегалей механизма натяжения зависит от конструкции и осуществляется обычными способами, излагаемыми в курсах «Сопроотивление материалов» и «Детали машин».

§ 6. ОПОРНЫЕ КАТКИ

1. Классификация опорных катков

Существующие опорные катки можно разделить на следующие типы:

- жесткие — цельнометаллические,
- с упругим элементом.

На современных легких и средних танках применяются исключительно опорные катки с упругим элементом. Для тяжелых танков их иногда не удается сделать.

В зависимости от способа размещения резины, а следовательно от условий работы резины и катка в целом, опорные катки с упругим элементом можно, в свою очередь, разбить на две группы:

- опорные катки с резиновыми шинами,
- опорные катки с внутренней амортизацией.

В зависимости от способа укрепления различают два рода резиновых шин: несъемные и съемные.

Из опорных катков с резиновыми шинами для танков наиболее целесообразными являются катки со съемными шинами.

По числу шин опорные катки с резиновыми шинами бывают: одношинные, двухшинные и трехшинные.

Опорные катки с металлическими упругими элементами не получили применения из-за значительного веса.

2. Требования, предъявляемые к опорным каткам

В соответствии с назначением опорных катков к ним предъявляются следующие требования:

- прочность и работоспособность конструкции в любых условиях эксплуатации в пределах срока не ниже гарантийного для гусеничного движителя; обеспечивается конструкцией, правильностью расчета и качеством изготовления;

- простота конструкции, ухода и обслуживания при эксплуатации;

- минимальное сопротивление качению; обеспечивается конструкцией беговой части катка и траков, конструкцией опоры катка и ухода за ней при эксплуатации;

- минимальный вес катка (относительно приходящейся на него нагрузки); наилучшие катки с резиновыми шинами имеют вес, равный примерно 7% от статической нагрузки, приложенной к ним; опорные катки с внутренней амортизацией могут быть выполнены с весом, составляющим 5% от статической нагрузки, приложенной к ним;

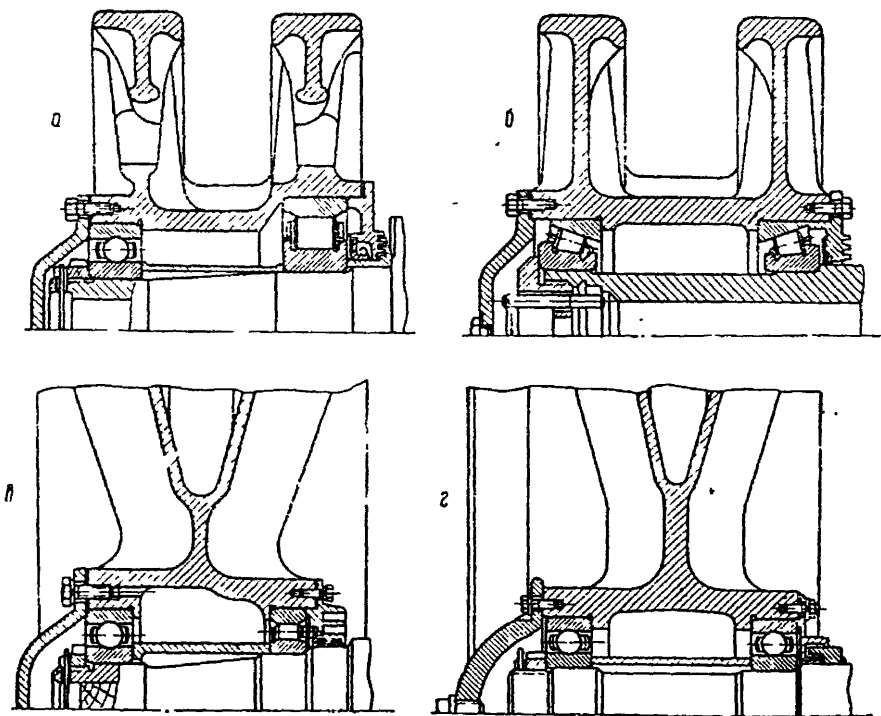
— бесшумность работы; достигается применением резиновых шин; наибольший шум дают цельнометаллические опорные катки;

— равномерное распределение нагрузки катка между шинами при нормальных условиях работы танка. Это требование полностью может быть выполнено в катках с балансирующим креплением бандажей с шинами.

3. Особенности конструкций танковых опорных катков

Опорные катки различаются по конструкции и способу крепления резиновых шин, форме и способу изготовления самого катка и по способу крепления на оси.

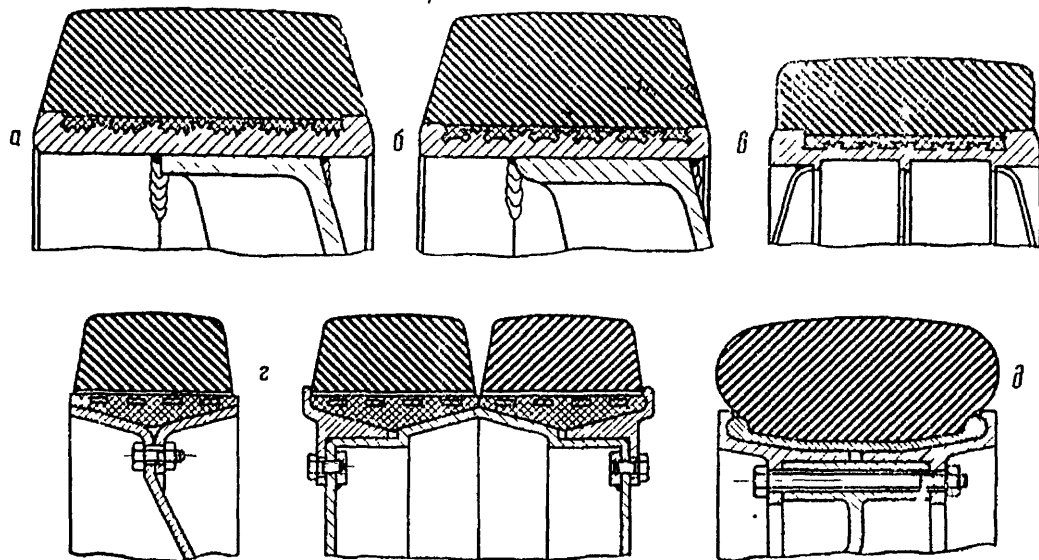
Способы крепления катка на оси показаны на фиг. 267, а способы крепления резиновых шин — на фиг. 268.



Фиг. 267. Крепление опорных катков

Самая распространенная и наиболее рациональная схема установки опорных катков танков — это сочетание роликового подшипника, несущего основную радиальную нагрузку, и шарикового, воспринимающего осевую нагрузку и меньшую часть радиальной нагрузки (фиг. 267, а, в).

Неразъемные шины



Фиг. 268. Способы крепления шин

Неплохой схемой является укрепление катка на двух шариковых подшипниках, из которых один также осевой предназначен для восприятия нагрузки, в связи с чем он или частично разгружен от радиальной нагрузки, или имеет несколько большие размеры (фиг. 267,г).

Установку опорных катков на конических роликовых подшипниках (фиг. 267,б), хотя она и наиболее компактна, нельзя признать удачной вследствие присущих этим подшипникам эксплуатационных неудобств (необходимость в регулировках).

Несъемные резиновые шины прикрепляются к ободу катка двояко через эбонитовый слой или непосредственно путем приклеивания специальным клеем. В первом случае на ободе катка протачиваются канавки (фиг. 268,а, б, в) Во втором случае перед укреплением (накаткой) сырой резины на обод катка поверхность соприкосновения его с резиной латунируется

Более целесообразна конструкция опорного катка со съемными шинами. Применялись две конструкции съемных резиновых шин: с укреплением резинового массива на металлическом основании — ободе (фиг. 268,д) и с укреплением на эбонитовом кольце (фиг. 268,е). В первом случае крепление резинового массива к латунированной поверхности основания (обода) осуществляется специальным клеем. Во втором случае для повышения прочности эбонитового кольца внутрь его закладываются кольцеобразные куски стального троса

Сам каток делается или цельнолитым или состоящим из литой ступицы, обода и шгампованных дисков, соединенных сваркой. Цельнолитые опорные катки чаще всего получаются более тяжелыми. Опорные катки плавающих машин должны обладать как можно большим водоизмещением. Это легче всего осуществить при втором способе изготовления опорных катков.

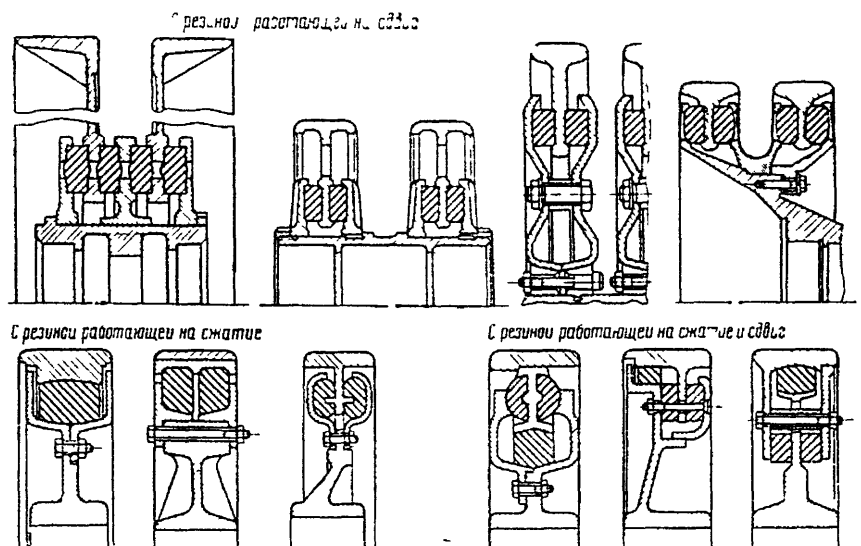
Опорные катки с внутренней амортизацией различаются в основном способом размещения и условиями работы резиновых колец, заложенных внутри катков (фиг. 269). В танках применялись такие катки с резиновыми кольцами, работавшими на срез от приложенной нагрузки и на смятие от предварительного сжатия колец.

Для обеспечения хорошей работоспособности опорного катка с внутренней амортизацией резиновые кольца должны иметь достаточные размеры и располагаться как можно ближе к беговому ободу катка.

При конструировании цельнометаллического опорного катка необходимо выполнить два противоречащих друг другу требования: он должен иметь достаточную механическую прочность и иметь небольшой вес.

Опорные катки любой конструкции, особенно предназначенные для плавающих машин, должны иметь надежные уплотнения в ступице.

Конструкции уплотнения, применяющиеся в опорных катках танков, показаны на фиг. 270. Наиболее надежными являются фрикционное уплотнение *е* и уплотнение типа *в*. Первое уплотнение позволяет применять для смазки подшипников катка жидкие (моторные) минеральные масла. Наименее надежно уплотнение типа *а*.



фиг. 269 Опорные катки с внутренней амортизацией

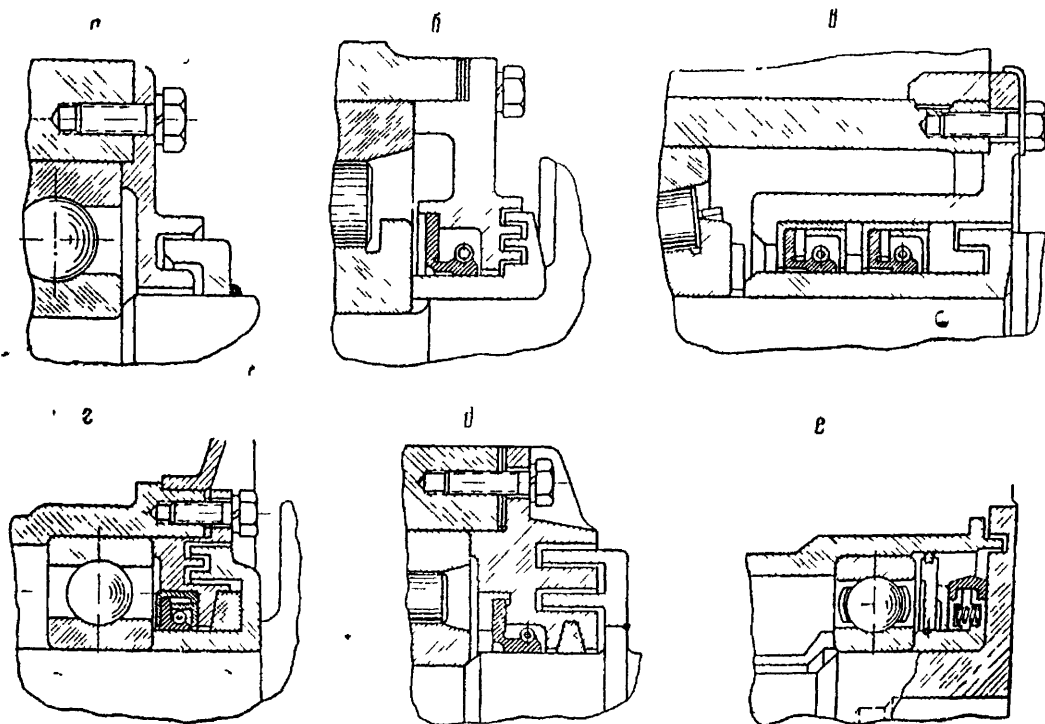
4. Расчет подшипников опорных катков

Опорные катки обычно укрепляются на стандартных подшипниках качения, допускаемая нагрузка на которые определяется по каталогу.

Нагрузка P_k , действующая на опорный каток, определяется расчетом при двух режимах работы: при прямолинейном движении танка и при повороте.

Обычно опорные катки укрепляются на двух подшипниках. Распределение радиальной нагрузки между подшипниками катка зависит от расположения их относительно вертикальной оси катка (фиг. 271). Восприятие осевой нагрузки осуществляется одним шариковым подшипником или одним из двух конических роликовых подшипников.

Радиальные расчетные нагрузки на подшипники катка определяются по следующим формулам (см. фиг. 271):



Фиг 270. Конструкции уплотнений ступиц катков

при прямолинейном движении

$$R_1' = \frac{P_k b}{a + b} \quad \text{и} \quad R_2' = \frac{P_k a}{a + b};$$

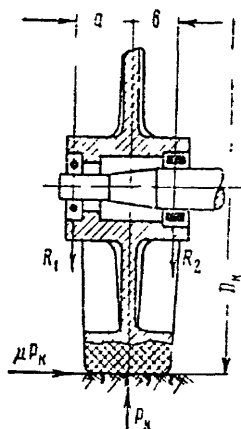
при повороте

$$R_1'' = \frac{P_k (2b - \mu D_k)}{2(a + b)} \quad \text{и} \quad R_2'' = \frac{P_k (2a + \mu D_k)}{2(a + b)}.$$

Расчет шариковых и роликовых подшипников опорных катков производится обычным путем по приведенной условной нагрузке. Коэффициент, входящий в формулу для определения приведенной условной нагрузки и учитывающий характер нагрузки, может быть принят:

при резиновых шинах $k_6 = 2$,

при цельнометаллическом катке $k_6 = 3$.



Фиг. 271. Расчетная схема для определения нагрузки на подшипники опорного катка

Поверочный расчет шариковых и роликовых подшипников танковых опорных катков показывает, что значения расчетной долговечности подшипников катков колеблются в широких пределах. Это объясняется трудностью учета условий их работы: степени амортизации ударных нагрузок и качества сальниковых уплотнений—факторов, сильно влияющих на долговечность подшипников.

Наибольшие динамические нагрузки при прочих равных условиях возникают при цельнометаллическом катке, следовательно, его подшипники должны быть рассчитаны на большую долговечность.

Для ориентировки в табл. 22 приведены значения долговечности подшипников трех катков характерных типов: цельнометаллического катка танка КВ, катка с резиновыми шинами танка Т-34 и катка с резиновыми шинами танка М4-А2, имевшего резино-металлические гусеницы.

Таблица 22

Расчетная долговечность подшипников катка в часах

Каток танка	Тип подшипников	При прямолинейном движении	При повороте
М4-А2	Шариковые двухрядные	10	1,2
Т-34	Шариковые однорядные	100	53,5
КВ	Конические роликовые	770	565

При проектировании опорного катка перед конструктором стоит задача выбрать тип и схему размещения подшипников.

Учитывая возрастание радиальной нагрузки на подшипники при повороте танка с увеличением диаметра катка, нецелесообразно допускать отношение $\frac{D_k}{a+b}$ больше 6.

5. Расчет резиновых шин опорных катков

Расчет шины на нагрев. Шины являются самой нагруженной частью в гусеничном движителе танка. При работе танка наблюдаются тепловые, механические и усталостные разрушения шин опорных катков.

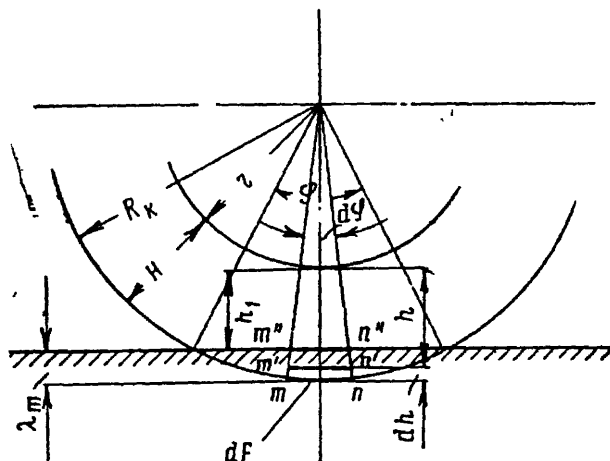
Нагрев танковой шины зависит от конструктивных параметров (диаметр катка, толщина и ширина шины), физических свойств материала (коэффициенты внутреннего трения, теплообмена и теплопередачи) и режима работы (скорость движения танка и нагрузка на каток).

Нагрев шины является следствием выделения тепла от внутреннего трения в резиновом массиве при ее деформациях.

Если считать, что при работе катка в результате деформации шины элементарная площадка dF перенесена из положения $m-n$ в положение $m'-n'$ (фиг. 272), то затрата работы на это

$$dR' = \frac{1}{2} q_m b (r + h) dz dh,$$

где q_m — удельное давление на опорной поверхности шины;
 b — ширина шины.



Фиг. 272. Радиальная деформация шины опорного катка

Полная работа, затраченная на деформацию шины за 1 оборот катка

$$R' = \frac{1}{2} q_m b \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} \int_{h=h_1}^{h=H} (r+h) d\varphi dh.$$

После интегрирования и преобразований получим:

$$R' = \pi q_m b \lambda_m \left[r + \frac{1}{2} (H + h_1) \right] \left[\frac{\kappa_2 M}{об} \right],$$

где $\lambda_m = H - h_1$ — деформация шины.

Образование тепла в резиновой шине происходит, в основном, вследствие деформации и связанной с ней работы внутренних сил трения.

Некоторое количество тепла образуется и в результате скольжения шины по гусенице, но оно незначительно и поглощается гусеничной цепью, обладающей значительно большей теплопроводностью, чем шина.

Тогда количество тепла, образующееся в шине за 1 час работы

$$Q = \frac{\psi R' n_k 60}{427} = 0,14 \psi R' n_k \text{ [ккал/час]},$$

где $0,14\psi$ — коэффициент пропорциональности, характеризующий количество тепла, образующегося на единицу работы деформации;

n_k — число оборотов катка в минуту.

Подставив вместо q_m и λ_m их значения из последующих выражений (172), (174) и (176), приняв $\left[r + \frac{1}{2} (H + h_1) \right] \approx R_k$ и выразив число оборотов катка через скорость движения танка, после преобразований получим

$$Q = 2\psi v \frac{P}{R_k} \sqrt[3]{\frac{H}{R_k}} \sqrt{\frac{PR_k}{bE_p}} \text{ [ккал/час]}. \quad (168)$$

Температуру резиновой шины при работе катка можно определить, применив основные положения учения о теплообмене и теплопроводности.

Упрощенное решение этой задачи при рассмотрении только теплообмена шины с окружающей средой сводится к решению уравнения теплового баланса шины при неустановившемся тепловом режиме

$$Q d\tau = c_p G dT + \alpha F (T - t) d\tau,$$

где c_p — теплоемкость резины;
 G — вес шины;
 F — величина боковой поверхности шины;
 α — коэффициент теплообмена;
 T — температура шины;
 t — температура окружающей среды;
 τ — время.

После решения этого уравнения получается

$$T - t = \frac{Q}{\alpha F} \left(1 - e^{-\frac{\alpha F \tau}{c_p G}} \right).$$

Обозначив комплекс величин $\frac{c_p G}{\alpha F}$, имеющий размерность времени, через θ , получим:

$$T = \frac{Q}{\alpha F} \left(1 - e^{-\frac{\tau}{\theta}} \right) + t. \quad (169)$$

В этом выражении с увеличением τ вычитаемое $e^{-\frac{\tau}{\theta}}$ стремится к нулю, поэтому можно считать, что при установившемся тепловом режиме температура шины равна

$$T_s = \frac{Q}{\alpha F} + t,$$

что после подстановки значения Q из формулы (168) дает

$$T_s = 2 \frac{\psi v F}{\alpha F R_k} \sqrt[3]{\frac{H}{R_k}} \sqrt{\frac{P R_k}{b E_p}} + t. \quad (170)$$

Размерность величин, входящих в эту формулу:

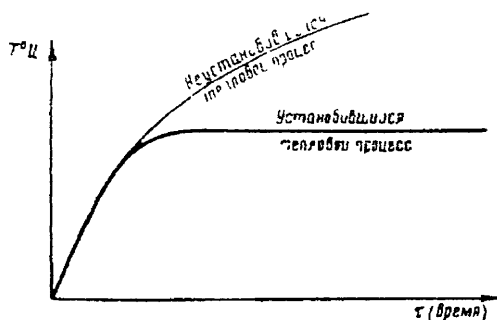
H, λ, R_k, b в м; v в м/сек; F в м²; P в кг; E_p в кг/м²; α в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ \text{C}}$.

Характер изменения температуры шины в зависимости от времени работы при $t = 0$ показан на фиг. 273. Если температура установившегося процесса выше температуры, разрушающей резину, тепловой процесс не успеет установиться и произойдет разрушение шины. Характер разрушения в этом случае показан на фиг. 274.

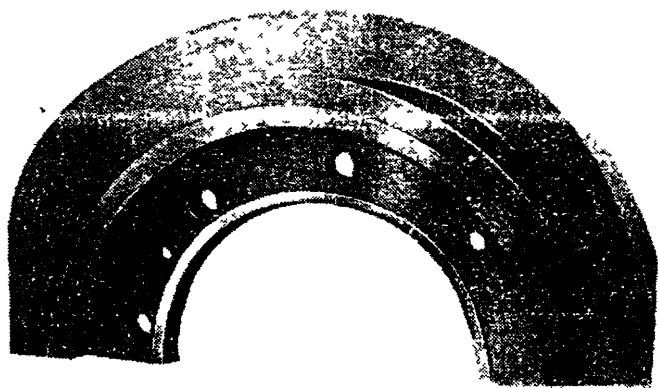
При установившемся тепловом режиме, когда температура нагрева в любой точке сечения шины становится стабильной, разрушение может произойти только по механическим причинам. Характер такого разрушения шины показан на фиг. 275.

Для предотвращения тепловых разрушений шины ее расчетная температура не должна превышать для существующих рецептов резин 100°C при длительном тяжелом режиме работы.

Значение θ в формуле (169) зависит от физических свойств резинового массива, конструкции и температуры шины и от скорости движения танка. Этот коэффициент назван общим термическим коэффициентом шины.



Фиг. 273. Характер изменения температуры шины в зависимости от времени работы опорного катка



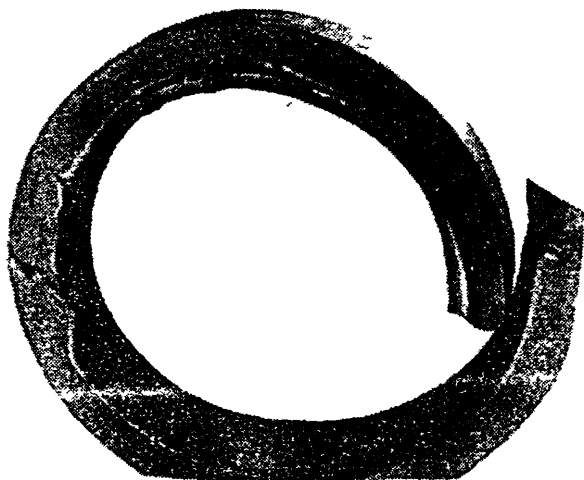
Фиг. 274. Тепловое разрушение шины

Исследование показывает, что общий термический коэффициент шины есть время, в течение которого шина нагревается на $0,632 T_s$. По истечении времени $\tau = 5 \theta$ повышение температуры шины достигает $0,9975 T_s$, т. е. практически можно считать, что за этот отрезок времени устанавливается стабильный тепловой режим.

Более глубокое теоретическое исследование теплового состояния резиновой шины при работе катка с учетом не только теплооб-

мена с окружающей средой, но и с учетом теплопередачи внутри шины, дает возможность определить распределение температуры по сечению шины. Решение этой задачи методом теории векторного поля дает выражение для определения температуры в любой точке сечения шины

$$T - t = \frac{QA^2}{4\lambda\omega} \left[1 - \frac{2r}{\pi A} - \left(\frac{u}{A} \right)^2 \right], \quad (171)$$



Фиг. 275 Механическое (усталостное) разрушение шины

где λ — коэффициент теплопроводности резины, $\text{ккал/м}^\circ\text{C}$;
 σ — коэффициент теплообмена, $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$;
 u — расстояние от точки сечения шины, имеющей максимальную температуру, до рассматриваемой точки (фиг. 276), м;
 A — расстояние от точки сечения шины, имеющей максимальную температуру до поверхности шины, м;
 ω — объем шины, м^3 .

Из этого уравнения следует:

а) температура в центре сечения шины

$$T_u - t = \frac{QA^2}{4\lambda\omega} \left(1 + \frac{2\lambda}{\pi A} \right);$$

б) температура на поверхности шины

$$T_n - t = \frac{QA}{2\alpha\omega} :$$

в) разность температур в центре сечения и на поверхности шины

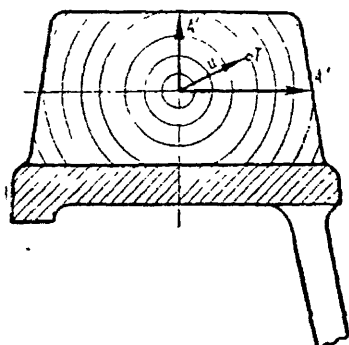
$$T_u - T_n = \frac{QA^2}{4\lambda\omega} .$$

Значения расчетных параметров, необходимых при тепловом расчете шины:

1) коэффициент теплопроводности резины

$$\lambda = 0,11 \div 0,14 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C};$$

2) коэффициент теплообмена шины зависит от конструкции шины и соотношения между её боковой поверхностью и объемом; для опорного катка типа Т-34 коэффициент теплообмена порядка $\alpha = 8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$;



3) коэффициент внутреннего трения материала шины ψ зависит от рецепта резины, технологии изготовления и относительной деформации шины. Для лучших рецептов его величина равна $\psi = 0,5$ при 5% относительной деформации и $\psi = 0,25 \div 0,30$ при 10% относительной деформации шины.

Расчет шины на прочность. Нагрузка, приложенная к катку, вызывает в его шине деформации. Для исследования напряженного состояния шины применимо решение плоской задачи

Фиг. 276. Распределение температуры нагрева по сечению шины

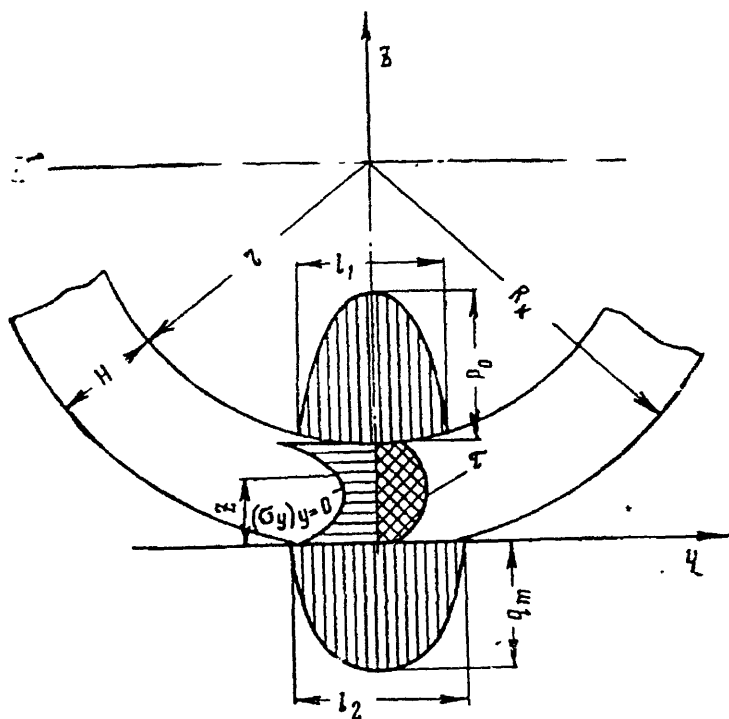
теории упругости о напряженном состоянии полуплоскости. На основании этого главные напряжения в шине определяются (фиг. 277):

$$(\sigma_y)_{y=0} = 4 \left[\frac{q_m}{l_2} z + \frac{p_0}{l_1} (H-z) \right] - \left[\frac{q_m}{l_2} \frac{l_2^2 + 8z^2}{\sqrt{l_2^2 + 4z^2}} + \frac{p_0}{l_1} \frac{l_1^2 + 8(H-z)^2}{\sqrt{l_1^2 + 4(H-z)^2}} \right];$$

$$(\sigma_z)_{y=0} = - \left[\frac{q_m l_2}{\sqrt{l_2^2 + 4z^2}} + \frac{p_0 l_1}{\sqrt{l_1^2 + 4(H-z)^2}} \right];$$

$$\tau = 2 \left\{ \frac{q_m}{l_2} z + \frac{p_0}{l_1} (H - z) - 2 \left[\frac{q_m z^3}{l_2 \sqrt{l_2^2 + 4z^2}} + \frac{p_0 (H - z)^2}{l_1 \sqrt{l_1^2 + 4(H - z)^2}} \right] \right\}.$$

Напряжение $(\sigma_z)_{y=0}$ является напряжением сжатия, оно менее опасно для резины, чем напряжение $(\sigma_y)_{y=0}$, стремящееся вызвать разрыв шины по оси y . Вторым опасным напряжением для шины является касательное напряжение τ .



Фиг. 277. Напряжения, действующие в сечении шины

Давление на шину со стороны гусеницы и давление от ступицы катка распределяются по определенному закону, установленному Герцем для поверхности второго порядка. Максимальные удельные давления на шину со стороны гусеницы и ступицы равны

$$q_m = \frac{4P}{\pi b l_2} \quad (172)$$

$$p_0 = \frac{4P}{\pi b l_1}. \quad (173)$$

Соответственно длины хорд, определенные для шины методами теории упругости, равны

$$l_2 \approx 3 \sqrt[3]{\frac{H}{R_k}} \sqrt{\frac{PR_k}{bE_p}} \quad (174)$$

и

$$l_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{H}{r}} \sqrt{\frac{Pr}{bE_p}}, \quad (175)$$

где P — нагрузка на шину катка;

b — ширина шины;

E_p — модуль упругости резины I рода.

Остальные обозначения см. на фиг. 272

Деформация шины определяется из выражения (см. фиг. 272):

$$\lambda_m = \frac{l_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} \approx \frac{l_2^2}{8R_k}. \quad (176)$$

Величина деформации шины влияет на работу деформации, а следовательно, и на нагрев шины.

Напряжение $(\varepsilon_y)_{y=0}$ в шине увеличивается с уменьшением толщины шины и диаметра катка.

Напряжение ε также увеличивается с уменьшением диаметра катка, но от толщины шины зависит незначительно.

При эксплуатации танка разрушение шины может быть вызвано напряжением растяжения или сдвига в зависимости от того, которое из них превысит допустимые пределы. В связи с этим механические разрушения могут быть двоякого характера. При превышении допустимых пределов ε механические разрушения возникают на некоторой глубине по концентрической окружности. При превышении допустимых пределов $(\varepsilon_y)_{y=0}$ механические разрушения происходят в месте соединения резинового массива с ободом. Характер разрушения получается иной, чем в первом случае, а именно в виде радиальных разрывов резинового массива, начинающихся от внутренней окружности шины.

Место и момент разрушения в реально работающей шине зависят также от распределения и величины нагрева шины. В местах, наименее нагретых, разрушения менее вероятны.

Расчет шины необходимо производить при наиболее тяжелых условиях работы катка — наезде на неровность при полностью выбранном динамическом ходе катка. В результате исследования этого вопроса получено выражение для определения перегрузки шины,

т. е. выражение отношения ударной нагрузки к статической, в следующем виде:

$$\begin{aligned}\varepsilon' &= 0,283 \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma}{n_{\text{ш}}\lambda_0}\right)^2 (v \sin \beta)^4} = \\ &= 0,283 \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma}{n_{\text{ш}}H i_0}\right)^2 (v \sin \beta)^4},\end{aligned}\quad (177)$$

где v — скорость движения танка, м/сек;

$n_{\text{ш}}$ — число шин катков обоих бортов;

γ — коэффициент, учитывающий увеличение нагрузки при подъеме катка;

λ_0 и i_0 — глубина деформации шины краем препятствия под действием статической нагрузки и относительная деформация, характеризующие упругость резинового массива (λ_0 , м);

H — толщина шины, м;

$$\angle \beta = \arccos \frac{R_k - h}{R_k};$$

h — высота препятствия, м.

Из приведенной формулы видно, что перегрузка шины зависит от высоты препятствия, скорости движения, упругости шины, толщины шины, диаметра и числа катков.

При расчете относительную деформацию шины под действием статической нагрузки можно принимать равной $i_0 = 0,1$. Коэффициент $\gamma \approx 1,2$.

В некоторых случаях при расчете деталей ходовой части танка (балансира и опорного катка) динамическую нагрузку принимают равной $1/2$ веса машины.

Расчет шины на усталость. При правильном тепловом и прочностном расчете продолжительность работы шины определяется способностью шины сопротивляться явлению усталости. Как и в других конструктивных материалах в резине танковых шин могут иметь место явления статической и динамической усталости.

Под статической усталостью понимается прогрессирующее ослабление сопротивляемости материала разрушению под влиянием статической нагрузки.

Для конструктора, проектирующего танковую шину, наибольший интерес представляет способность шины противостоять динамической усталости.

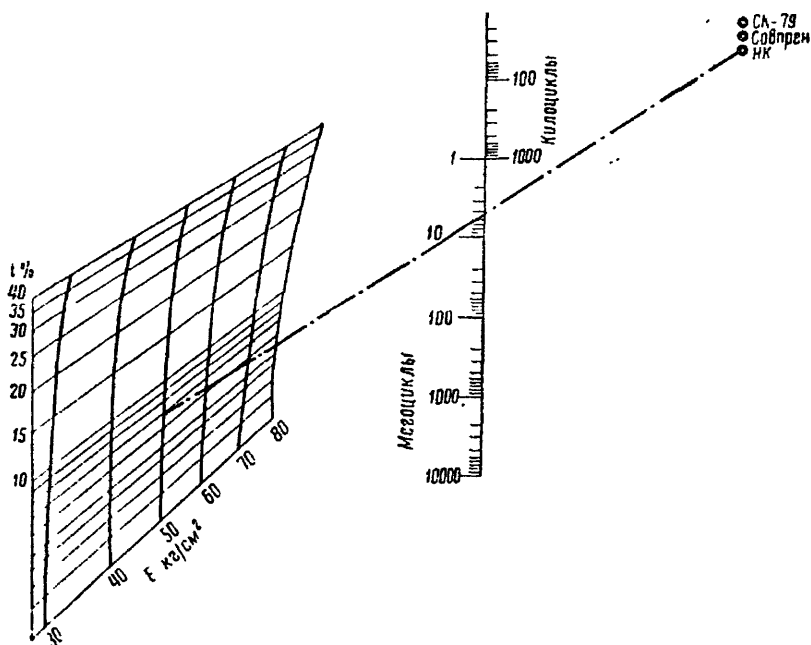
Динамической усталостью называется прогрессирующая потеря прочности под воздействием непрерывно повторяющихся циклов напряжений (нагрузок).

В качестве оценочного параметра танковой шины и шинных резин, учитывающего это явление, взят предел динамической выно-

сливости, представляющий собой число повторных циклов до появления признаков разрушения при заданном режиме работы.

Исследованиями установлено, что на предел динамической выносливости шинных резин влияют: начальная величина деформации, амплитуда шикла, температура нагрева, рецепт и технология шины.

Расчет танковой шины на динамическую выносливость может быть осуществлен по номограмме (фиг. 278) и диаграмме (фиг. 279), построенных на основании испытаний танковых шин и шинных резин. Номограмма дает возможность определить предел динамической выносливости шинных резин при неизменной температуре нагрева шины при работе ($T = 40^\circ\text{C}$); по диаграмме же определяется величина поправочного коэффициента в связи с фактической температурой танковой шины, не равной 40°C .



Фиг. 278. Номограмма для расчета шинных резин на усталость

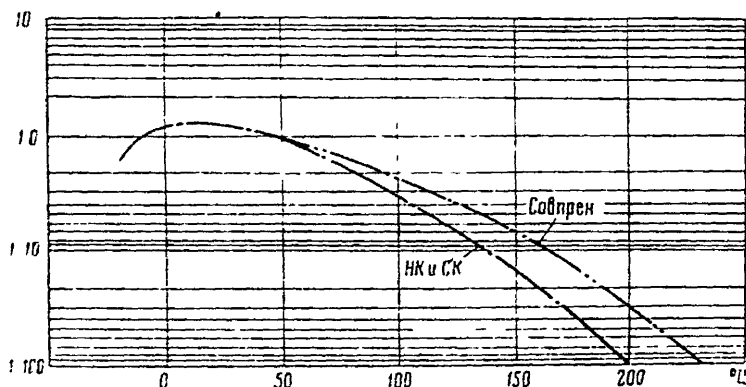
Способ пользования номограммой показан на фиг. 278. Для резины НК с $E = 50 \text{ кг/см}^2$ и относительной деформации шины $i_0 = 7\%$ при $T = 40^\circ\text{C}$ предел динамической выносливости $N = 5 \cdot 10^6$ циклов.

Если фактическая температура нагрева будет, например, $T = 75^\circ\text{C}$, то из диаграммы (см. фиг. 279) находим, что предел динамической выносливости снижается примерно в два раза по сравнению с

нению с таковым при температуре $T = 40^\circ\text{C}$ и будет равен $N_1 = 2,5 \cdot 10^6$ циклам.

В связи с этим при числе оборотов катка $n_k = 250$ об/мин примерное число часов работы шины до начала разрушения от усталости

$$\tau = \frac{N_1}{60 n_k} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 250} = 17 \text{ час.}$$



Фиг. 279. Диаграмма для определения коэффициента, учитывающего влияние температуры нагрева на предел выносливости шинных резин

Параметры оценки танковых шин. Для ориентировочной оценки работоспособности танковой шины применяются следующие параметры:

- 1) коэффициент диаметральной нагруженности катка

$$d = \frac{P_k}{D_k} \approx \frac{G}{n_k D_k},$$

- 2) условное удельное давление

$$k = \frac{P_w}{D_k b} \approx \frac{G}{n_w D_k b},$$

- 3) коэффициент напряженности работы шины kv ,

где P_k и P_w — нагрузки на каток и шину, кг;

n_k и n_w — числа катков и шин обоих бортов танка;

G — вес танка, кг;

v — скорость движения танка, м/сек;

D_k и b — диаметр катка и ширина шины, см.

Расчетные значения оценочных параметров танковых шин указаны в табл. 23.

Таблица 23

Расчетные значения оценочных параметров танковых шин

Для катков	d кг/см	k кг/см ²	kv кг/см ² сек
Одношнанных, работающих по резино-металлическим гусеницам	45	2,2	30-40 при толщине шины 35-45 мм
Одношнанных, работающих по металлическим гусеницам	30	2,0	20-25 при толщине шины 35-50 мм
Двух- и трехшнанных, работающих по металлическим гусеницам	25	1,8	15-20 при толщине шины 35-65 мм

В качестве оценочного параметра целесообразно также ввести коэффициент погонной нагруженности гусеничного движителя

$$\delta = \frac{G}{2L},$$

где L — горизонтальное расстояние между осями ведущих и направляющих колес, см.

Опытом установлено:

1. Последовательное размещение опорных катков с резиновыми шинами при металлических гусеницах можно применять при $\delta < 30$ кг/см.

2. При $\delta > 30$, но < 40 кг/см и металлических гусеницах можно применять катки с резиновыми шинами, но при обязательной постановке таких катков с перекрытием.

3. При $\delta > 40$ кг/см необходимо применять опорные катки с внутренней амортизацией или цельнометаллические, но при существующих конструкциях это связано со снижением скоростей движения танка.

Оценить использование конструктором протяженности гусеничного движителя для размещения опорных катков можно, взяв отношение

$$\gamma = \frac{\delta}{d} 100\% = \frac{n_k D_k}{2L} 100\%.$$

Максимальные значения коэффициента γ при последовательном размещении опорных катков — 87-90%, при постановке с «перекрытием» — 125%. Эти значения коэффициента использования протяженности гусеничного движителя следует считать нормативными.

6. Расчет опорных катков с внутренней амортизацией

При расчете опорного катка с внутренней амортизацией необходимо определять основные размеры подшипников, внутренних резиновых колец и бандажа (металлического обода).

Расчет подшипников достаточно хорошо разработан и изложен в специальных пособиях, методика же определения нагрузки на подшипники катка рассмотрена выше.

Рассмотрим расчет резиновых колец опорного катка с внутренней амортизацией.

Величина деформации внутренних резиновых колец катка может быть определена с некоторым допущением (фиг. 280) из следующего выражения:

$$\Delta = -\frac{We'}{FG_p}, \quad (178)$$

где W — радиальная нагрузка на одно резиновое кольцо, кг;
 e' — толщина резинового кольца в сжатом состоянии, см;
 F — площадь сдвига, см²;
 G_p — модуль упругости II рода резинового кольца, кг/см².

Толщина резинового кольца в сжатом состоянии равна

$$e' = e - \lambda,$$

где e — толщина резинового кольца в свободном состоянии, см;

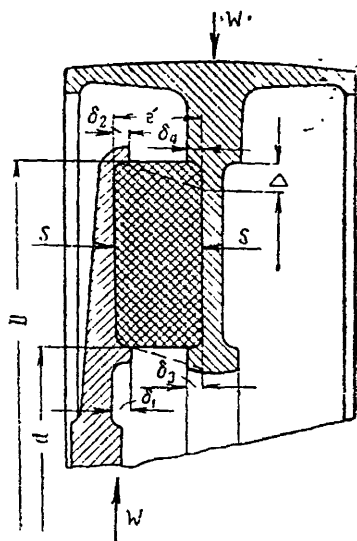
$\lambda = -\frac{\sigma e}{E_p}$ — деформация сжатия резинового кольца под действием осевой силы S , см;

$\sigma = \frac{S}{F}$ — напряжение сжатия резинового кольца, кг/см²;

E_p — модуль упругости I рода резинового кольца, кг/см².

В связи с этим толщина резинового кольца в сжатом состоянии

$$e' = e \left(1 - \frac{S}{FE_p} \right).$$



Фиг. 280. Расчетная схема опорного катка с внутренней амортизацией

Подставив в выражение (178) полученное выражение для e' и учтя, что для резины $G_p \approx \frac{E_p}{3}$, будем иметь

$$\Delta = \frac{3We}{FE_p} \left(1 - \frac{S}{F \cdot E_p} \right). \quad (179)$$

Пользуясь этим выражением, можно определить способность опорного катка с внутренней амортизацией к пружинению, т. е. способность к смягчению ударных нагрузок.

При проектировании резиновые кольца необходимо проверять на прочность: сечение их рассчитывать на сдвиг τ , а место передачи радиальной нагрузки — на смятие ε_r .

Напряжение сдвига определяется по формуле

$$\tau = \frac{4W}{\pi (D^3 - d^3)}.$$

Напряжение смятия в местах восприятия радиальной нагрузки определяется по формулам

$$\varepsilon_r' = \frac{2(W - \mu S)}{\pi(d\delta_1 + D\delta_2)} \quad \text{и} \quad \varepsilon_r'' = \frac{2(W - \mu S)}{\pi(d\delta_3 + D\delta_4)},$$

где W — максимальная радиальная нагрузка на резиновое кольцо, которая может возникнуть при работе танка, кг;
 μ — коэффициент трения (скольжения) резины по стали, который может быть принят для катков равным $\mu = 0,15 \div 0,30$.

Поверочный расчет резиновых колец опорных катков с внутренней амортизацией по статической нагрузке показывает, что

$$\tau = 0,6 \div 1,74 \text{ кг/см}^2 \quad \text{и} \quad \varepsilon_r = 2,0 \div 12,2 \text{ кг/см}^2.$$

Допустимое напряжение среза при температуре, равной 20°C , для различных рецептов резин весьма различно (от 50 до 140 кг/см^2), кроме того, оно зависит от температуры нагрева резины: с увеличением температуры нагрева напряжение среза сильно уменьшается.

При проектировании резиновые кольца катка с внутренней амортизацией должны быть, как и шины, проверены на нагрев при условии длительной работы танка в наиболее тяжелых условиях. Тепловой расчет резинового кольца такого опорного катка может быть произведен по методу, аналогичному тепловому расчету танковой шины.

Работа деформации резинового кольца катка с внутренней амортизацией за один оборот катка определяется по формуле

$$R' = \pi \frac{D^2 - d^2}{2 \cdot 4} \Delta [\text{кгм, об}].$$

Количество тепла, образующегося в резиновом кольце в результате непрерывной его деформации, определяется по формуле, аналогичной с формулой для определения тепла в резиновой шине:

$$Q = 0,14 \psi R' n_k \text{ ккал/час.}$$

Число оборотов опорного катка в минуту

$$n_k = \frac{60v}{\pi D_k},$$

где v — скорость движения танка, м/сек;

D_k — диаметр катка, м.

Так же, как и для шины, температура резинового кольца катка с внутренней амортизацией при установившемся тепловом режиме определяется по формуле

$$T_s - t = \frac{Q}{\alpha F_\Sigma}.$$

где t — температура окружающего воздуха;

T_s — температура резинового кольца;

F_Σ — величина боковой поверхности резинового кольца, через

которую отводится тепло, равное примерно $F_\Sigma \approx 2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$.

Подставив в эту формулу соответствующие значения, получим выражение, при помощи которого можно определить температуру нагрева резинового кольца при длительной работе с заданным режимом:

$$T_s - t = 5,1 \frac{\psi W^2 \left(1 - \frac{S}{F E_p} \right) e v}{\alpha D_k E_p (D^2 - d^2) F}. \quad (180)$$

При пользовании этой формулой необходимо входящие в нее величины подставлять в следующей размерности:

W и S — кг; E_p — кг/м²; D_k , d и e — м; F_Σ — м²; v — м/сек;

α — ккал/м² час°С.

Коэффициент теплообмена для резиновых колец опорного катка с внутренней амортизацией можно принимать равным $\alpha = 2 \div 5 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$.

Сила сжатия резинового кольца определяется из следующего выражения (см. фиг. 280), если, например,

$$\delta_2 = \delta_1 < \delta_4 = \delta_3,$$

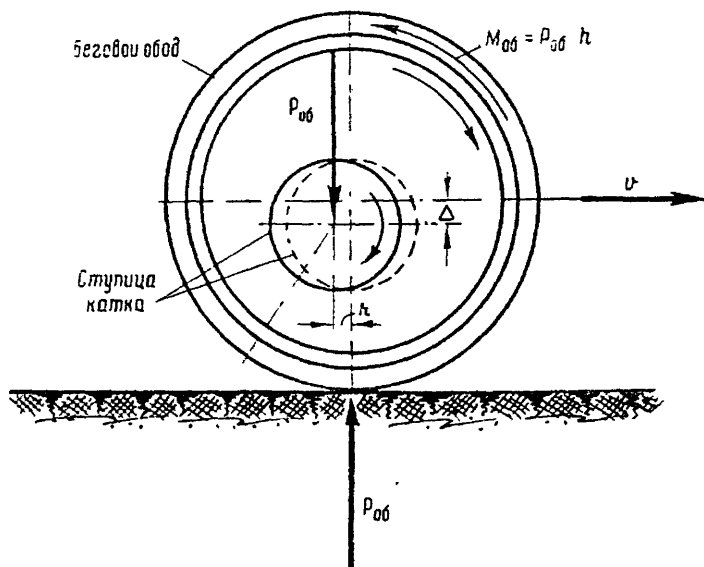
$$\mu S + \pi \frac{D + d}{2} \delta_1 \epsilon_{cm} \geq W,$$

где $\mu = 0,15 \div 0,30$ — коэффициент трения резины по стали применительно к условиям работы катка;

$\sigma_{см} = 5 \text{ кг.с.м}^2$ — допускаемое напряжение смятия резины;

W — максимальная радиальная нагрузка, приложенная к резиновому кольцу, кг.

При работе опорного катка с внутренней амортизацией у его металлического обода наблюдается стремление провертываться относительно ступицы в обратную сторону по сравнению с направлением вращения самого катка. Это объясняется явлением релаксации деформации резинового кольца. В результате этого явления происходит смещение металлического обода относительно ступицы катка так, как показано на фиг. 281.



Фиг. 281. Схема работы опорного катка с внутренней амортизацией (проявление релаксации деформации)

Величину смещения h центра обода относительно ступицы можно принять пропорциональной величине радиальной деформации резиновых колец катка, т. е.

$$h = \chi \Delta,$$

где χ — коэффициент пропорциональности, зависящий от релаксации резиновых колец опорного катка.

Величина коэффициента χ определяется выражением

$$\chi = \left(1 - e^{-\frac{\tau}{A \tau_{об}}} \right),$$

где A — опытный коэффициент, величину которого можно принять равной 3;

T — время релаксации деформации резинового кольца, сек.;
 $t_{об}$ — продолжительность одного оборота катка, сек.;
 $e = 2,71 \dots$

Время релаксации деформации резины может быть принято равным $T = 0,3$ сек. В дальнейшем требуются уточнения величин A и T .

Момент стремящийся повернуть обод относительно ступицы равен (см. фиг. 281)

$$M_{об} = P_{об} h.$$

Для удержания обода могут быть применены выступы на резиновых кольцах и соответствующие углубления на соприкасающихся с ними поверхностях. При этом должно быть выполнено условие (см. фиг. 280 и 281).

$$M_{об} \leq \mu S n \frac{D-d}{2} + m n R_{в} F_{в} \tau,$$

где μ — коэффициент трения резины, по стали;

τ — напряжение среза резины;

$F_{в}$ — площадь сечения выступа на резиновом кольце, если он круглого сечения, то $F_{в} = \frac{\pi d_{в}^2}{4}$ ($d_{в}$ — диаметр выступа);

m — число выступов на одной стороне резинового кольца;

n — число резиновых колец, удерживающих обод катка;

$R_{в}$ — радиус окружности, по которой расположены центры выступов.

7. Расчет обода катка с внутренней амортизацией и цельнометаллического

Ширину металлического обода катка, а значит и ширину беговой части гусеницы для него можно определить по формуле

$$b = \frac{P_{об \max}}{c D_{к}} \text{ см},$$

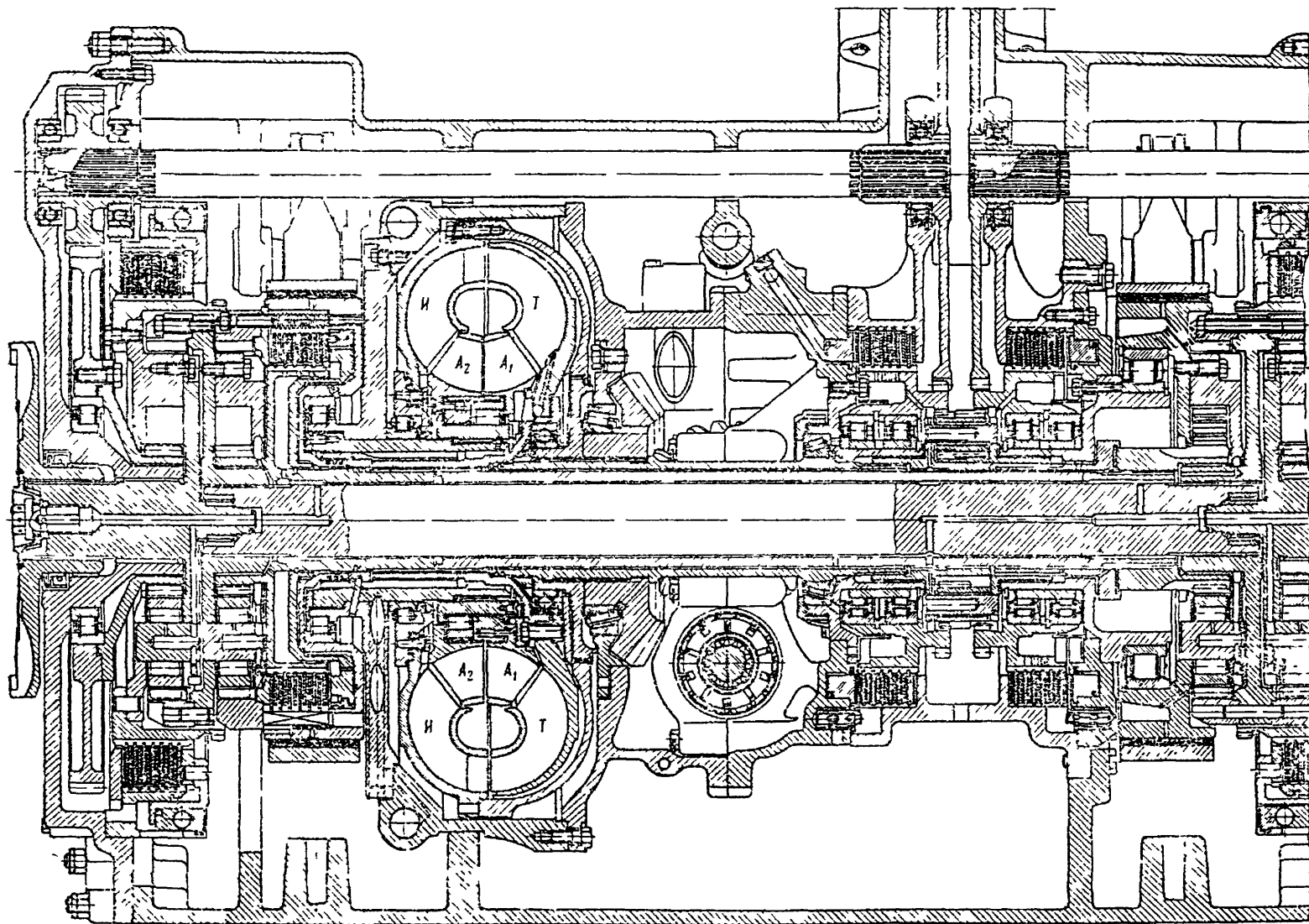
где $P_{об \max}$ — максимальная нагрузка на обод катка, кг;

c — опытный коэффициент;

$D_{к}$ — диаметр обода катка, см.

В тракторостроении в случае применения стального термически необработанного литья для трака и обода катка рекомендуют $c = 30 \div 50$; если расчет осуществлять по статической нагрузке на обод катка ($P_{об.ст}$), то для танка $c = 5 \div 8$.

Наибольшее контактное напряжение смятия определяется по формуле Герца — Беляева, примененной для случая соприкосновения цилиндра с плоскостью



Фиг. 201. Механизм передач и поворота танка М46 „Кросс-Драйв“

$$\sigma_k = 0,42 \sqrt{\frac{P_{об\ max} E}{b R_k}},$$

где R_k — радиус окружности обода (катка), см;

b — ширина обода, см;

E — модуль упругости I рода для стали, кг/см².

Значение $[\sigma_k]$ для стального термически необработанного литья допустимо до 20000 кг/см². Если расчет осуществлять по статической нагрузке на обод катка, то для этого же материала $[\sigma_k]$ допустимо до 30000 кг/см².

ЛИТЕРАТУРА

- Айзерман М. А., Автоматика переключения передач, Машгиз, 1947
Безухов Н. И., Теория упругости и пластичности, ГТТИ, 1953.
Благоднаров А. И., Танки и тракторы, Машгиз, 1940
Зельцерман И. М., Иванов П. И., Синтез и к. п. д. планетарных передач, изд. Академии, 1950.
Зельцерман И. М., Фрикционы и тормоза гусеничных машин, изд. Академии, 1951.
Кадобнов В. В., Конструкция и расчет гидродинамических передач, изд. Академии, 1955.
Коллектив преподавателей кафедры танков под руководством проф. Н. И. Груздева, Танки (конструкция и расчет), изд. Академии, 1943.
Козлов А. Г., Основы теории турбопередач и турбомеханические трансмиссии танков, изд. Академии, 1947.
Козлов А. Г., Силаев А. А., Гидромеханические трансмиссии гусеничных машин (теория и расчет), изд. Академии, 1951.
Козлов А. Г., Опорные катки гусеничных машин (конструкция и расчет), Машгиз, 1947.
Миловидов С. С., Детали машин, ч. I, II, и III, изд. Академии, 1951—1952.
Никитин А. О., Сергеев Л. В., Тарасов В. В., Теория танков, изд. Академии, 1956
Талу К. А., Сервоприводы гусеничных машин, Машгиз, 1947.
Тимошенко С. П., Теория упругости, ГТТИ, 1934.
Тимошенко С. П., Устойчивость упругих систем, Гостехиздат, 1946.
«Труды Академии», изд. Академии БТВ 1948—1958.
-

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
ЧАСТЬ I ОБЩАЯ КОМПОНОВКА, БРОНЕВАЯ ЗАЩИТА, ОБОРУДОВАНИЕ	6
Глава 1. Тактико-технические требования на проектирование танка	—
§ 1. Определение и классификация танков	—
§ 2. Содержание тактико-технических требований и обоснование задаваемых показателей	7
§ 3. Методы и этапы проектирования	11
Глава 2. Общая компоновка танка	13
§ 1. Требования, предъявляемые к компоновке	—
§ 2. Типичные решения по общей компоновке танков	17
§ 3. Компоновка отделений корпуса и компоновка ходовой части	21
§ 4. Распределение веса машины по отдельным группам	35
§ 5. Особенности компоновки самоходных артиллерийских установок (САУ)	36
§ 6. Особенности компоновки плавающих танков	37
Глава 3. Броневой корпус	39
§ 1. Краткая характеристика противотанковых средств	—
§ 2. Требования, предъявляемые к броневому корпусу	41
§ 3. Конструкция элементов корпуса	42
§ 4. Расчет броневого корпуса	48
Глава 4. Танковые башни	69
§ 1. Классификация башен и предъявляемые к ним требования	—
§ 2. Классификация башенных опор и предъявляемые к ним требования	75
§ 3. Расчет шариковой опоры башни	79
Глава 5. Механизмы наведения оружия танка	95
§ 1. Классификация механизмов поворота башни и предъявляемые к ним требования	—
§ 2. Расчет механизма поворота башни	106
§ 3. Гидравлические приводы башен танков	113
Глава 6. Средства наблюдения	129
§ 1. Классификация современных средств наблюдения и предъявляемые к ним требования	—
§ 2. Средства непосредственного наблюдения	130
§ 3. Перископические приборы наблюдения	135
§ 4. Электронные приборы наблюдения	141
ЧАСТЬ II. ТРАНСМИССИЯ ТАНКОВ	144
Глава 7. Главные, бортовые и блокировочные фрикционы	148
§ 1. Классификация фрикционов	149
§ 2. Требования, предъявляемые к главным фрикционам	155
§ 3. Расчет фрикционов	166
Глава 8. Коробки передач	185
§ 1. Требования, предъявляемые к коробкам передач	—
§ 2. Классификация коробок передач	183

§ 3. Конструкция коробок передач	193
§ 4. Расчет коробок передач	196
Глава 9. Планетарные коробки передач и редукторы	219
§ 1. Классификация	220
§ 2. Примеры выполненных планетарных коробок передач	220
§ 3. Кинематика планетарного ряда с внутренним и внешним зацеплением	223
§ 4. Кинематика планетарной передачи с внешним зацеплением	227
§ 5. Подбор чисел зубьев шестерен в планетарных передачах	228
§ 6. Определение усилий и моментов, действующих на элементы планетарной передачи	230
§ 7. Определение момента блокировочного фрикциона	232
§ 8. Определение коэффициента полезного действия планетарных передач	23
§ 9. Циркулирующая мощность, возникающая в сложных планетарных механизмах	240
§ 10. Влияние циркулирующей мощности на коэффициент полезного действия механизма	244
§ 11. Синтез планетарных коробок передач	248
§ 12. Особенности прочностных расчетов деталей планетарных коробок передач	256
Глава 10. Механизмы поворота танков	259
§ 1. Определение и классификация	260
§ 2. Общие требования к механизмам поворота	263
§ 3. Примеры конструкций механизмов поворота	266
§ 4. Расчет бортового фрикциона и остановочного тормоза	270
§ 5. Расчет двухступенчатого планетарного механизма поворота	275
§ 6. Расчет планетарного механизма поворота с двойным подводом мощности типа Т-V	281
§ 7. Расчет дифференциального механизма поворота с двойным подводом мощности	287
§ 8. Расчет дифференциального механизма поворота гидромеханической трансмиссии	292
Глава 11. Тормоза	—
§ 1. Классификация тормозов и требования, предъявляемые к ним	295
§ 2. Обзор конструктивных схем и расчетные моменты ленточных тормозов	307
§ 3. Обзор конструктивных схем и расчетные моменты колодочных тормозов с внутренним расположением колодок	312
§ 4. Обзор конструктивных схем и расчетные моменты дисковых тормозов	318
Глава 12. Бортовые передачи	—
§ 1. Классификация бортовых передач	320
§ 2. Требования, предъявляемые к бортовым передачам	321
§ 3. Конструктивные примеры бортовых передач	326
§ 4. Расчет бортовой передачи	328
Глава 13. Гидромеханические трансмиссии	330
§ 1. Гидромуфты	342
§ 2. Гидротрансформаторы	352
§ 3. Комплексные гидропередачи	358
§ 4. Вредные явления, сопутствующие работе гидродинамической передачи	360
§ 5. Гидромеханические коробки передач	378
§ 6. Механизмы передач и поворота с гидропередачей	381
Глава 14. Приводы управления	—
§ 1. Классификация приводов управления и требования, предъявляемые к ним	—

	<i>Стр.</i>
§ 2 Приводы непосредственного действия	383
§ 3 Механические сервоприводы	385
§ 4 Гидравлические сервоприводы	388
ЧАСТЬ III ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ТАНКА	422
Глава 15 Подвеска танков	—
§ 1 Классификация танковых подвесок	423
§ 2 Требования, предъявляемые к подвескам и параметры их оценки	424
§ 3 Конструктивные особенности индивидуальных подвесок	433
§ 4 Ограничители хода катков	437
§ 5 Амортизаторы	—
§ 6 Расчет системы поддрессирования	444
Глава 16 Гусеничный движитель	459
§ 1 Классификация гусеничных движителей	—
§ 2 Требования, предъявляемые к гусеничному движителю	—
§ 3 Ведущие колеса	461
§ 4 Гусеничные цепи	469
§ 5 Натяжные приспособления	484
§ 6 Опорные катки	490

Лит. редакторы В. И. Карандуков, Г. П. Рустамова, Н. Ф. Семенова

Техн. редактор И. Б. Молчанова

Корректоры Л. М. Бахилина, Г. Г. Королева, А. А. Паранюшкина

Г-141029	Уч. изд. л. 335	Авт. л. 32,5	Печ. л. 32 ³ / ₁₆	Зак.
Типофотография ВАБТВ			Красноказарменная, 2	

Необходимые исправления

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
10	18-я сверху	двигатели	двигателей	Типографии
66	1 и 2-я сверху	броневой плиты и ее опор	опор броневой плиты	Автора
68	8-я снизу	меньше	больше	—, —
82	4-я сверху	φ	ψ	Литреда
125	2-я сверху	Q	$Q_{\text{теор}}$	—, —
159	8-я сверху	включения	выключения	Типографии
429	5-я сверху	$k_d = 2 \div 4$	$k_d = 5 \div 12$	Автора
484	2-я сверху	$\tau \leq B \frac{kg}{cm^2}$	$\tau \leq 6 \frac{kg}{cm^2}$	Типографии
493	2 и 3-я сверху	из которых один также осевой предна- значен для восприя- тия нагрузки	из которых один также предназначен для восприятия осе- вой нагрузки	—, —
510	14-я снизу	Допустимое	Предельное	Редактора

Зак. 1335

(См. оборот)