

**Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**Военно-технический факультет
Кафедра «Бронетанковое вооружение и техника»**

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И КОНСТРУКЦИИ ТРАНСМИССИЙ

Учебное пособие

**по дисциплине «Основы эксплуатации вооружения, в том числе охрана
труда»**

**для курсантов, обучающихся по направлению специальности 1-37 01 04-
02 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины (эксплуатация и
ремонт бронетанкового вооружения и техники)»,
и студентов, обучающихся по программам подготовки младших
командиров и офицеров запаса**

Учебное электронное издание

М и н с к 2 0 0 9

УДК 621.431.3.006 (075.8)

ББК 31.365я7

А в т о р :

А.В. Безлюдько

Р е ц е н з е н т :

В.Ф. Тамело, профессор кафедры «Военно-инженерная подготовка» военно-технического факультета БНТУ, кандидат военных наук, доцент;

Д.Н. Миронов, преподаватель кафедры «Военно-инженерная подготовка», кандидат технических наук

Структура учебного пособия соответствует программе учебной дисциплины «Основы эксплуатации вооружения, в том числе охрана труда». Помимо военно-технического факультета БНТУ пособие может использоваться для обучения курсантов военных факультетов других высших учебных заведений.

В учебном пособии изложены основные требования к конструкции отдельных агрегатов и механизмов трансмиссий образцов бронетанкового вооружения; рассмотрены конструкторские, технологические, эксплуатационные меры для выполнения этих требований, дана классификация, анализ выполнения элементов трансмиссий и их сравнительная оценка с точки зрения предъявляемых требований.

Белорусский национальный технический университет
пр-т Независимости, 65, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.(017) 293-91-97 факс (017) 292-91-37
Регистрационный № БНТУ/ВТФ106 – 1.2009

© БНТУ, 2009

© Безлюдько А.В., 2009

СОДЕРЖАНИЕ

1. ТРАНСМИССИИ ОБРАЗЦОВ БРОНЕТАНКОВОГО ВООРУЖЕНИЯ.....	6
1.1. Характеристика двигателей внутреннего сгорания	6
1.2. Внешние сопротивления движению машины	8
1.2.1. Сопротивление грунта прямолинейному движению гусеничной машины на горизонтальном участке	8
1.2.2. Сопротивление равномерному прямолинейному движению гусеничной машины на подъеме	10
1.2.3. Сила инерции машины	11
1.2.4. Сила сопротивления на крюке	11
1.2.5. Сила сопротивления воздуха	12
1.3. Необходимость трансмиссии и ее назначение	12
1.4. Требования к трансмиссиям образцов БТВ	13
1.5. Классификация трансмиссий и их сравнительная оценка	13
1.5.1. Механические трансмиссии	14
1.5.2. Гидромеханические трансмиссии.....	15
1.5.3. Электромеханические трансмиссии.....	16
2. ФРИКЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ТРАНСМИССИЙ	17
2.1. Требования к фрикционам и тормозам и пути их выполнения .	18
2.2. Классификация фрикционов и тормозов	23
2.3. Классификация тормозов	24
2.4. Характеристика фрикционных материалов.....	26
2.5. Особенности фрикционов, работающих в масле, и их сравнительная оценка	27
2.6. Анализ выполненных конструкций фрикционов и тормозов	28
2.6.1. Главный фрикцион боевой машины пехоты БМП-2.....	28
2.6.2. Главный фрикцион боевой машины десантной БМД-1п	30
2.7. Конструкция ленточных тормозов	33
2.7.1. Остановочный тормоз боевой машины пехоты БМП-2	33
2.7.2. Тормоза боевой машины десантной БМД-1п	34
3. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	35
3.1. Требования к коробкам передач и основные пути их выполнения	35
3.2. Классификация коробок передач	37
3.2.1. Классификация простых коробок передач	38
3.3. Сравнительная оценка выполненных конструкций коробок передач	43
3.3.1. Сравнительная оценка простых коробок передач	43
3.3.2. Планетарные коробки передач.....	48

3.4. Анализ схем выполненных конструкций планетарных коробок передач	50
3.4.1. Планетарный редуктор танка «Леопард»	50
3.4.2. Коробка передач танка Т-72Б	51
4. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА	53
4.1. Основы теории поворота гусеничной машины	53
4.2. Требования, предъявляемые к механизмам поворота	54
4.3. Классификация, сравнительная оценка и анализ работы механизмов поворота	57
4.4. Конструкция механизмов поворота	60
4.4.1. Анализ конструкций и работы механизмов поворота первого типа	60
4.4.2. Анализ конструкций и работы механизмов поворота второго типа	63
4.4.3. Механизмы поворота третьего типа	74
5. ДВУХПОТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАЧ И ПОВОРОТА	74
5.1. Требования к механизмам передач и поворота (МПП) и основные пути их выполнения	74
5.2. Классификация двухпоточных механизмов передач и поворота	76
5.3. Анализ работы механизмов передач и поворота	77
5.3.1. МПП первой группы (на примере МПП танка Т-V)	77
5.3.2. Конструкция МПП второй группы (на примере МПП боевой машины артиллерии)	79
5.3.3. Конструкция МПП третьей группы (на примере МПП танка "ЦЕНТУРИОН")	81
6. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ	83
6.1. Определение и назначение гидромеханических трансмиссий ..	84
6.2. Классификация гидромеханических трансмиссий и их сравнительная оценка	85
6.3. Типы гидродинамических передач	85
6.3.1. Гидромуфта	85
6.3.2. Гидротрансформатор	87
6.3.3. Комплексная гидропередача	89
6.3.4. Комплексные гидропередачи с двумя лопаточными колесами реактивного аппарата	91
6.4. Основы конструкции гидромеханических трансмиссий	93
6.4.1. Гидромеханическая коробка передач	93
6.4.2. Гидропередача с двухпоточным механизмом передач и поворота ..	94
6.4.3. Трансмиссии танка «Леопард» и БМП «Мардер»	96
6.4.4. Трансмиссия «КРОСС-ДРАЙВ»	99
6.4.5. Гидромеханической трансмиссии танка М60	101

7. ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ	102
7.1. Требования, предъявляемые к приводам управления и основные пути выполнения этих требований.....	102
7.2. Классификация и сравнительная конструктивная оценка приводов управления. Классификация гидросервоприводов	104
7.2.1. Классификация и сравнительная конструктивная оценка приводов управления.....	104
7.2.2. Классификация гидросервоприводов	106
7.3. Анализ конструкций ГСП	107
7.3.1. Анализ конструкций ГСП по схеме циркуляции масла при неработающем ГСП.....	107
ЛИТЕРАТУРА	118

1. ТРАНСМИССИИ ОБРАЗЦОВ БРОНЕТАНКОВОГО ВООРУЖЕНИЯ

Наряду с огневой мощностью и защищенностью образцов БТВ важнейшим боевым свойством боевых машин является их подвижность, которая способствует живучести на поле боя.

Подвижность - это боевое свойство машины, проявляющееся в ее способности перемещаться по дорогам и по местности в условиях боевой деятельности и войсковой эксплуатации.

Подвижность машин позволяет им действовать на различной местности, совершать переходы с высокой скоростью на большие расстояния в целях создания выгодной группировки сил и быстрого достижения заданных рубежей.

Подвижность образца БТВ обеспечивается такими его конструктивными элементами, как силовая установка, трансмиссия, ходовая часть, система управления движением. Подвижность зависит от технических характеристик этих элементов машины, от её эргономичности, от внешних условий использования, а также от организации движения частей и соединений.

1.1. Характеристика двигателей внутреннего сгорания

Источником энергии на машине является двигатель внутреннего сгорания. Двигатель характеризуется величиной развиваемой им эффективной мощности и крутящего момента при определенной частоте вращения коленчатого вала двигателя:

$$N_e = \frac{M_e n}{71,22}$$

где N_e – эффективная мощность, Вт;

M_e – крутящий момент, Н·м;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Эта зависимость может быть выражена графически и называется внешней характеристикой двигателя.

Одним из важнейших оценочных параметров двигателя является коэффициент приспособляемости, характеризующий способность двигателя автоматически изменять крутящий момент в зависимости от внешней нагрузки при постоянной подаче топлива:

$$k = \frac{M_{e_{\max}}}{M_{e_N}},$$

где $M_{e_{\max}}$ – наибольший момент при полной подаче топлива;

M_{e_N} – момент на режиме максимальной мощности.

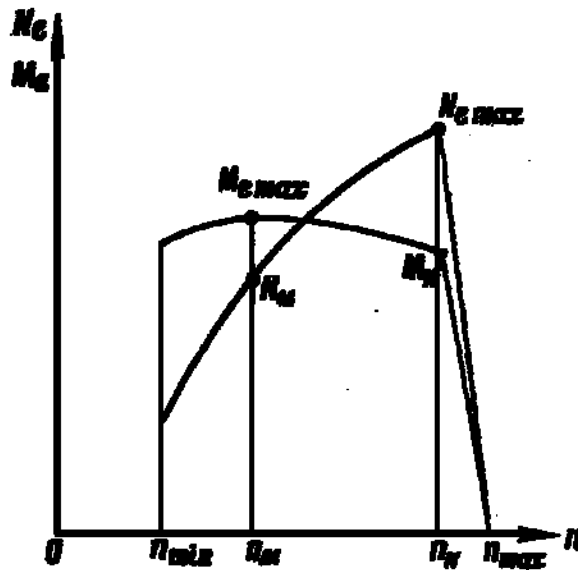


Рис. 1. Характеристика дизельных двигателей внутреннего сгорания

Кроме того двигатель характеризуется диапазоном устойчивой (оптимальной) частоты вращения коленчатого вала двигателя

$$d_{o.Д} = \frac{n_N}{n_M}$$

и рабочим диапазоном

$$d_{p.Д} = \frac{n_N}{n_{\min}},$$

где n_N – обороты максимальной мощности;
 n_M – обороты максимального момента;
 n_{\min} – минимально устойчивые обороты.

Для двигателя В-84 $k = 1,25$; $d_{oД} = 1,6$; $d_{pД} = 3,7$.

Как видно из данных по двигателю танка коэффициенты приспособляемости и диапазоны изменения частоты вращения сравнительно не велики и не могут обеспечить потребные на ведущих колесах крутящие моменты и числа оборотов как по величине, так и по пределам их изменения. Например, двигатель танка имеет максимальный момент 340 кгс·м при 1300 – 1400 об/мин. Этот момент почти в три раза меньше момента, потребного для движения танка на горизонтальном участке грунтовой дороги. Коэффициент приспособляемости этого двигателя $K = 1,25$. Это означает, что момент двигателя изменяется по внешней характеристике в пределах от 255 до 340 кгм при изменении оборотов от 2000 до 1300 в минуту. Между тем по условиям движения необходимо изменять момент на ведущих колесах и скорость танка примерно в десять

раз. Поэтому необходима связь двигателя с ведущими колесами, которая обеспечила бы возможность изменения скоростей движения машины в более широких пределах, чем допускает двигатель.

С другой стороны, мощность двигателя, уменьшающаяся на величину потерь в механизмах, передается на гусеницы и расходуется на преодоление внешних сопротивлений движению машины. Эти сопротивления зависят от качества и состояния грунта, профиля местности и других условий, а также от конструкции ходовой части (траков гусениц, рисунка опорной поверхности траков, диаметра и числа опорных катков и т.д.). К внешним сопротивлениям в общем случае относятся:

- сопротивление грунта прямолинейному движению машины;
- составляющая веса машины при движении на подъеме (скатывающая сила);
- сила инерции при разгоне машины;
- сопротивление на крюке, если машина буксирует другую машину;
- сопротивление воздуха.

1.2. Внешние сопротивления движению машины

1.2.1. Сопротивление грунта прямолинейному движению гусеничной машины на горизонтальном участке

При движении по грунтовым дорогам или местности гусеничная машина, перемещаясь на опорных катках по непрерывно расстилающимся перед ней гусеничным цепям, деформирует грунт, образуя под гусеницами колею. Грунт оказывает сопротивление этой деформации, препятствуя движению машины.

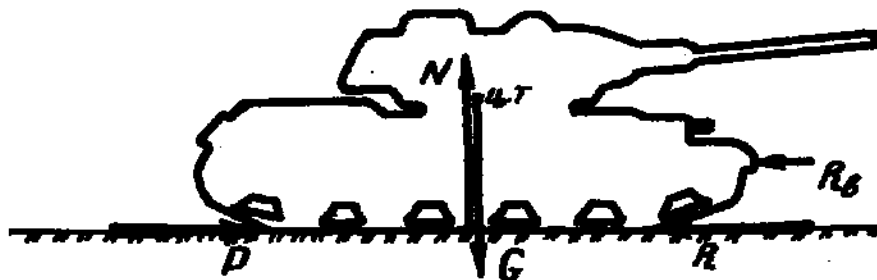


Рис. 2. Силы, действующие на танк

Рассмотрим процесс образования колеи и возникновения силы сопротивления, считая, что шаг трака бесконечно мал, и пренебрегая упругой деформацией грунта. Деформация грунта имеет небольшую величину h под первым катком. При прохождении последующих катков грунт дополнительно деформируется на величины h_1, h_2, \dots, h_n , причем величина деформации постепенно уменьшается, так как грунт становится все более уплотненным. Общая глубина колеи равна сумме деформаций грунта под всеми катками:

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_n,$$

где n - число катков одного борта.

Реакции грунта T_1, T_2, T_3 и т.д., действующие на опорную поверхность гусеницы и через нее ее катки машины, можно разложить на нормальные $N_1, N_2, N_3, \dots, N_n$ и касательные $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ составляющие.

Равнодействующая N всех нормальных составляющих (рис. 2) называется нормальной реакцией грунта:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_n.$$

На горизонтальном участке нормальная реакция грунта равна весу машины $N = G$.

Равнодействующая R всех касательных реакций грунта, действующих на опорную поверхность гусеничной цепи в сторону, противоположную направлению движения, называется силой сопротивления движению:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n.$$

Сила сопротивления движению зависит от веса машины, от свойств грунта и его состояния, от конструктивных параметров гусеничного движителя и скорости движения.

Чем тяжелее машина, мягче и влажнее грунт, чем выше среднее и фактическое давление, меньше шаг гусеницы и диаметр опорного катка, тем больше деформация грунта и тем больше сила сопротивления движению. Хотя с увеличением скорости движения деформация и уменьшается, но общее сопротивление возрастает, так как неровности на грунте вызывают удары и дополнительные потери.

Так как точная количественная оценка влияния различных факторов на величину силы сопротивления грунта затруднительна, принято считать, что сила сопротивления движению прямо пропорциональна нормальной реакции или на горизонтальном участке - весу машины:

$$R = f N = f G.$$

Коэффициент пропорциональности f называется коэффициентом сопротивления движению. Он определяется опытным путем. Средние его величины для различных дорог, полученные при испытаниях танков на малых скоростях, приведены в табл.1.

Средние величины коэффициента сопротивления движению для различных дорог

Характеристика дорог	Значение коэффициента сопротивления движению f	Значение коэффициента сцепления гусениц с грунтом
Асфальтированное шоссе	0,03 - 0,05	0,8
Сухая грунтовая дорога	0,06 - 0,07	0,8 - 0,9
Грязная грунтовая дорога (влажность 20%)	0,12 - 0,15	0,6 - 0,7
Песок	0,15 - 0,2	0,4 - 0,6
Луг (сухой)	0,08 - 0,10	0,9 - 1,0
Снег	0,1 - 0,25	0,2 - 0,8

1.2.2. Сопротивление равномерному прямолинейному движению гусеничной машины на подъеме

При рассмотрении движения гусеничной машины на подъеме под углом α к горизонту силу веса G (рис. 3) для последующего анализа удобнее разложить на ее составляющие: нормальную к плоскости движения танка $G\cos\alpha$ и параллельную этой плоскости $G\sin\alpha$.

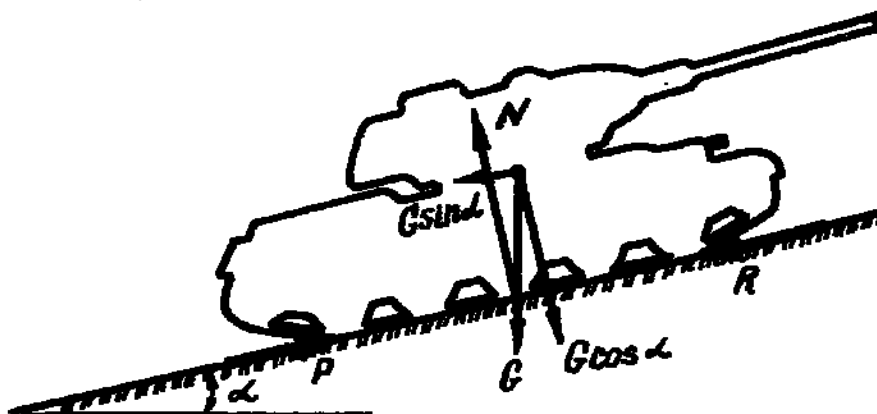


Рис. 3. Движение танка на подъем

Сила $G\cos\alpha$ равна нормальной реакции грунта $N = G\cos\alpha$ и называется сцепным весом. Это та часть веса танка, которая прижимает танк к поверхности грунта. Поскольку на подъеме сцепной вес меньше, чем на горизонтальном участке, то и сопротивление грунта деформации становится меньше, т.е.:

$$R = Nf = fG\cos\alpha.$$

Однако, кроме силы R , движению танка на подъем препятствует еще сила сопротивления подъему $G \sin \alpha$. (При движении под уклон эта сила направлена в сторону движения и называется скатывающей силой).

В результате общее сопротивление движению танка на подъеме при равномерном движении равно:

$$R_o = G f \cos \alpha + G \sin \alpha \quad (1)$$

или

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

Из выражения (1) видно, что при переходе танка с горизонтального участка дороги на предельный подъем сопротивление движению возрастает примерно в десять раз.

1.2.3. Сила инерции машины

В случае неравномерного (ускоренного или замедленного) движения возникает сила инерции F , равная произведению массы машины m на ускорение (замедление) j прямолинейного движения:

$$F = m j, \text{ кг.}$$

Масса машины

$$m = \frac{G}{g}, \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м},$$

где G - вес машины, Н;

g - ускорение силы тяжести, равное $9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Сила инерции приложена в центре тяжести машины и направлена в сторону, обратную ускорению: при разгоне (ускоренное движение) она увеличивает общее сопротивление движению, а при торможении направлена в сторону движения и препятствует торможению танка. После окончания разгона танка при равномерном движении ускорение равно нулю и сила инерции также равна нулю.

1.2.4. Сила сопротивления на крюке

Сила сопротивления на крюке $R_{кр}$ возникает при буксировке одноименной или другой машины и действует вдоль буксирного троса.

1.2.5. Сила сопротивления воздуха

Всякое тело при движении в воздушной среде испытывает с ее стороны сопротивление, сила которого зависит от плотности воздуха, лобовой площади тела, его обтекаемости и скорости движения.

Поскольку максимальные скорости движения современных боевых машин по сравнению с самолетами и автомобилями относительно невелики, то и сопротивление воздуха R_v (см. рис.2) незначительно. Как правило, оно не превышает 5% от общего сопротивления движению машины при максимальной скорости. Поэтому при расчетах эту силу не учитывают. Но следует иметь в виду, что сопротивление воздуха растет пропорционально квадрату скорости.

Таким образом, в общем случае ускоренного движения машины с прицепом на подъеме на нее будут действовать следующие силы: сила веса, которая раскладывается на две составляющие - сцепной вес и силу сопротивления подъему, нормальная реакция грунта; сопротивление грунта деформации; сила инерции; сила сопротивления на крюке и сила сопротивления воздуха. Для преодоления всех внешних сопротивлений к гусеничной машине должна быть приложена движущая сила - сила тяги.

1.3. Необходимость трансмиссии и ее назначение

Внешние сопротивления движению машины изменяются примерно в десять раз, следовательно, и потребные для движения силы тяги (или соответствующие им крутящие моменты на ведущих колесах) должны изменяться во столько же раз.

Отсюда вытекает, что для осуществления движения машины в различных дорожных условиях между двигателем и ведущими колесами должны быть установлены агрегаты, обеспечивающие постоянное увеличение крутящего момента, уменьшение числа оборотов двигателя и изменение их в пределах до десяти раз.

Постоянное увеличение крутящего момента обеспечивается бортовыми передачами, а изменение моментов и оборотов в необходимом диапазоне - коробками передач.

Двигатель танка не может быть реверсивным, то есть не может обеспечить движение её задним ходом. В эти целях на машине необходимо устанавливать также специальный агрегат, обеспечивающий реверс машины.

Совокупность всех агрегатов, установленных между двигателем и ведущими колесами, и составляет трансмиссию машины.

Таким образом, трансмиссией называется совокупность агрегатов соединяющих двигатель машины с ее ведущими колесами.

Исходя из вышесказанного, можно сформулировать назначение трансмиссии.

Трансмиссия предназначена для:

- передача крутящего момента от коленчатого вала двигателя на ведущие колеса машины;
- изменения тяговых усилий и скорости на ведущих колесах (гусеницах) в более широких пределах, чем это позволяет двигатель;
- осуществлять поворот, торможение машины, ее движение задним ходом и удержание на подъемах и спусках;
- отключать двигатель от ведущих колес как на короткое, так и на длительное время.

1.4. Требования к трансмиссиям образцов БТВ

К трансмиссии машины предъявляются следующие **основные требования**:

- непрерывно изменять силу тяги и скорость движения в зависимости от сопротивления движению машины и обеспечивать экономичную работу двигателя при наиболее полном использовании его мощности;
- непрерывно регулировать радиус поворота, обеспечивая устойчивое движение на любой скорости при любой кривизне с учетом ограничений по заносу;
- обеспечивать необходимые замедления, экстренные торможения с максимальной скорости до остановки, длительные спуски на горных дорогах и удержание машины на предельном подъеме;
- обеспечивать легкость и простоту управления машиной;
- обеспечивать дублированное или дистанционное управление движением машины;
- обеспечивать возможный отбор до 100% мощности двигателя при создании специальных базовых машин.

Трансмиссии должны обладать:

- высоким КПД в рабочем диапазоне скоростей;
- высокой надежностью работы агрегатов и узлов;
- малыми массой и объемом;
- хорошей технологичностью конструкции, приспособленностью ее к серийному производству, широкой стандартизацией и унификацией деталей, узлов и агрегатов, приемлемой стоимостью изготовления;
- малой трудоемкостью и большой периодичностью технического обслуживания и ремонта;
- удобством монтажа и демонтажа, возможностью полевого и войскового ремонта.

1.5. Классификация трансмиссий и их сравнительная оценка

По способу передачи энергии и методу трансформирования крутящего момента двигателя танковые трансмиссии делятся на:

- механические;
- гидромеханические;

● электромеханические.

1.5.1. Механические трансмиссии

Механические трансмиссии (рис. 4а) получили широкое распространение в танкостроении и в настоящее время применяются на всех серийных отечественных боевых машинах.

В механических трансмиссиях применяются только механические агрегаты. Механическая трансмиссия состоит из следующих агрегатов:

- главного фрикциона;
- коробки передач;
- механизмов поворота;
- двух бортовых передач.

В некоторых механических трансмиссиях применяют коробку передач, выполняемую совместно с механизмом поворота в общем картере. Такой агрегат носит название механизма передач и поворота. В целях обеспечения компактности в этот же картер может быть заключен и главный фрикцион.

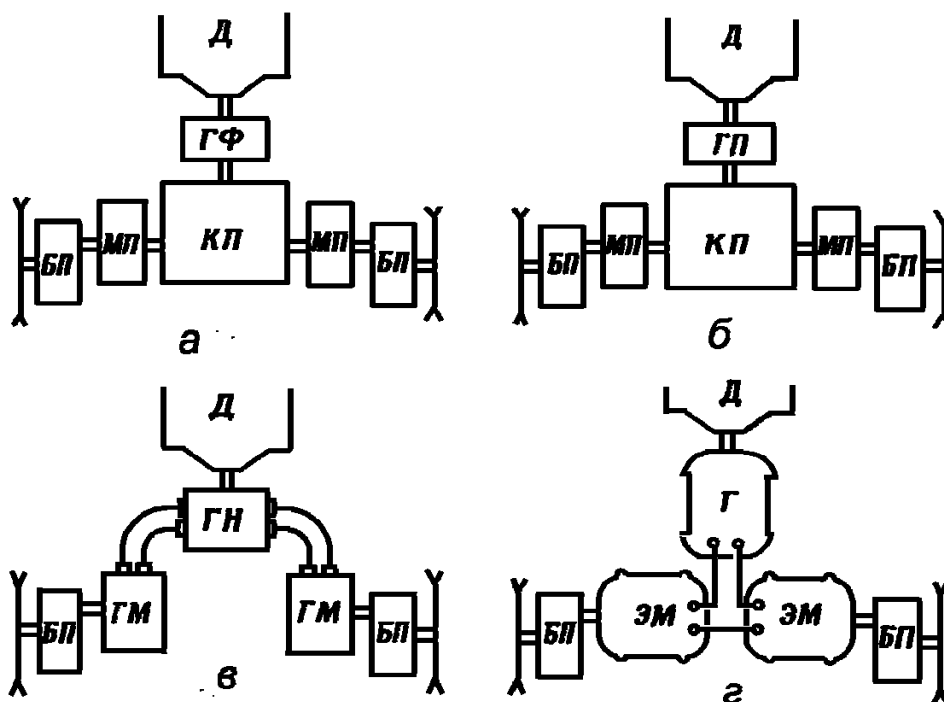


Рис. 4. Принципиальные схемы трансмиссий:

а - механическая; б – гидромеханическая; в – с гидрообъемной передачей;
г – электромеханическая

В механической трансмиссии изменение крутящего момента на ведущих колесах в необходимых пределах обеспечивает коробка передач, а постоянное увеличение крутящего момента - бортовые передачи.

Механические трансмиссии имеют следующие основные достоинства:

- высокий КПД в широком диапазоне изменения передаточных чисел, который способствует получению большого запаса хода и высокой максимальной скорости;

- малая масса и высокая компактность, позволяющие улучшить общую компоновку и повысить свойства танка;

- сравнительная простота и дешевизна производства;

- простота войскового и заводского ремонтов.

Недостатки механических трансмиссий:

- многоступенчатое изменение передаточных чисел, что снижает степень использования двигателя, среднюю скорость движения и поворотливость образца БТВ;

- большие динамические нагрузки на двигатель и агрегаты трансмиссии вследствие жесткой кинематической связи между двигателем и ведущими колесами, что снижает надежность работы;

- сложное управление движением образца БТВ, особенно с помощью механических приводов непосредственного действия.

Дальнейшее совершенствование механических трансмиссий направлено на устранение или уменьшение этих недостатков.

Для повышения средних скоростей движения и облегчения управления образцом БТВ:

- применяются планетарные коробки передач и коробки передач с синхронизаторами, сокращающие время переключения передач;

- создаются более совершенные механизмы поворота с большим числом расчетных радиусов;

- используются различные сервоприводы, упрощающие труд механика-водителя и облегчающие управление машиной.

1.5.2. Гидромеханические трансмиссии

Гидромеханические трансмиссии отличаются от механических наличием гидродинамической передачи (рис. 4б), которая полностью заменяет главный фрикцион и частично выполняет роль коробки передач.

Такая трансмиссия состоит из:

- комплексной гидropередачи или гидротрансформатора;

- коробки передач на 2-3 ступени;

- механизма поворота;

- бортовых передач.

Число ступеней в коробке невелико, поскольку функции коробки частично выполняет гидropередача. Все агрегаты трансмиссии, кроме бортовых передач, могут быть выполнены в общем картере.

К гидромеханическим относятся также трансмиссии с гидрообъемной передачей (рис. 4в).

ГМТ применяются на большинстве объектов БТВ западных стран, а также БМП-3 и БМД-3 советского производства. Это обусловлено автоматичностью ГМТ. Автоматичность заключается в непрерывном

(бесступенчатом) и автоматическом (без участия механика-водителя) изменении передаточных чисел, скорости и тяговых усилий на гусеницах в соответствии с сопротивлением движению машины.

Гидромеханические трансмиссии имеют следующие преимущества:

- непрерывное и автоматическое (в некотором диапазоне) изменение скорости и силы тяги в зависимости от сопротивления движению, что облегчает управление танком;
- упрощена схема автоматики переключения передач, дублирующего и дистанционного управления движением танка;
- улучшение условий работы двигателя;
- отсутствие жесткой кинематической связи двигателя с ведущими колесами, что улучшает условия работы и снижает динамические нагрузки на агрегаты трансмиссии;
- плавное изменение тягового усилия на гусеницах, что способствует повышению проходимости танка по слабым грунтам.

Недостатками гидромеханической трансмиссий являются:

- более низкий КПД, чем у механических трансмиссий, что вызывает увеличение расхода топлива и снижение на 7-10% запаса хода;
- наличие специальных систем подпитки и охлаждения, что увеличивает объем моторно-трансмиссионного отделения и массу трансмиссии, усложняет конструкцию и обуславливает ее удорожание;
- малый диапазон автоматического изменения крутящего момента при приемлемых значениях КПД гидropередачи и сложность ее реверсирования (получения заднего хода), которые требуют применения наряду с гидropередачей механической коробки на 3-4 передачи, включая передачу заднего хода;
- большое количество тепла, выделяющегося при работе гидropередачи, которое обуславливает необходимость системы охлаждения для трансмиссии;
- низкая эффективность торможения двигателем и запуска двигателя с буксира без применения дополнительных устройств.

1.5.3. Электромеханические трансмиссии

Электромеханические трансмиссии (рис. 4г) состоят из:

- генератора приводимого в действие двигателем машины;
- двух электродвигателей, связанных через бортовые передачи с ведущими колесами танка.

Они обладают теми же достоинствами, что и гидромеханические трансмиссии. Электрические трансмиссии позволяют улучшить поворотливость танка, им свойственны легкость и простота управления машиной.

При использовании электрических трансмиссий легко решается проблема устранения дефицита электроэнергии в современной боевой

машине, имеющей большое число потребителей, снижается объем механической обработки металлов.

Сравнительный анализ трансмиссий различных типов приведен в табл. 2.

Таблица 2

Сравнительный анализ трансмиссий различных типов

Требования	Типы трансмиссий		
	Механические (простые/ планетарные)	Гидромеханические (гидродинамические/ гидрообъемные)	Электромеханические
Высокие тяговые свойства при прямолинейном движении и повороте	-	+	+
Легкость управления	-/+	+	+
Высокая надежность в работе	-	+	+
Высокий КПД	+	-	-
Малые вес и габариты	+	-	-
Технологичность конструкции	+	-	+
Простота обслуживания и ремонта	+	-	- (+)

Электромеханические трансмиссии имели ограниченное применение (на тяжелых танках СССР, Германии, Франции) из-за больших размеров и массы, большого расхода остродефицитных цветных металлов.

2. ФРИКЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ТРАНСМИССИЙ

Важной составляющей трансмиссий военных гусеничных машин являются фрикционные устройства, которые могут работать как отдельно, так и в составе коробок передач, механизмов поворота, тормозных устройств.

Фрикционным устройством называется агрегат или узел машины, работа которого основана на использовании сил трения (фрикцион, тормоз, синхронизатор, сдающее звено, фрикционный демпфер, амортизатор и др.)

Фрикционы и тормоза служат для плавного соединения и разъединения частей трансмиссии, а также могут использоваться для ограничения передаваемого момента.

Фрикционом называется фрикционное устройство, соединяющее и разъединяющее две вращающиеся части трансмиссии.

Тормоза отличаются от фрикционов тем, что плавно соединяют какую-либо вращающуюся часть трансмиссии с неподвижным картером, вызывая снижение скорости и остановку тормозимой части.

2.1. Требования к фрикционам и тормозам и пути их выполнения

К фрикционам и тормозам предъявляется ряд требований.

А. Полнота включения

Полнота включения - надежная передача крутящего или восприятия тормозного момента без пробуксовок в течение длительного периода эксплуатации.

Выполнение этого требования достигается:

1. Увеличением коэффициента запаса фрикционного устройства, что повышает общую надежность и долговечность его работы.

Коэффициентом запаса фрикциона или тормоза называется отношение наибольшего момента сил трения (еще не вызывающего пробуксовки) к максимальному расчетному моменту, нагружающему фрикционное устройство в наиболее тяжелом режиме его работы.

$$\beta = \frac{M_{тр}}{M_{max}},$$

где β - коэффициентом запаса фрикциона;

$M_{тр}$ - наибольший момент сил трения не вызывающий пробуксовки фрикциона;

M_{max} - максимальный расчетный момент фрикциона.

Чем больше этот коэффициент, тем менее вероятны пробуксовки фрикционного устройства при возможных в эксплуатации снижении коэффициента трения и уменьшении сжимающего поверхности трения усилия.

2. Применение высокотеплопроводных фрикционных материалов трущихся пар со стабильным коэффициентом трения и обеспечение хорошего отвода тепла от поверхностей трения. В результате улучшается тепловой режим работы фрикционного устройства.

Мерами для этого улучшения являются:

- центробежный и принудительный обдув "сухих" фрикционных устройств;
- прокачка масла через фрикционы и тормоза, работающие в масле;
- увеличение теплоемкости (массивности) деталей, воспринимающих основную долю тепла, выделяющегося на поверхностях трения буксирующего фрикционного устройства;
- своевременная очистка и продувка фрикционных устройств от пыли, грязи и продуктов износа, затрудняющих теплоотвод;
- всемерное сокращение времени буксования фрикционов и тормозов при вождении танков;
- исключение причин "подгорания" поверхностей трения в выключенном положении тормозов.

3. Полная передача всего усилия водителя, пружин или давления масла для надежного сжатия поверхностей трения. Это достигается:

- гарантийным зазором в шариковых механизмах выключения фрикционов;
- достаточной длиной фигурных прорезей неподвижных кронштейнов ленточных тормозов;
- необходимым запасом хода поршней сервомоторов (силовых гидравлических цилиндров);
- возможностью компенсации износов и восстановления нормальных зазоров эксплуатационной регулировкой.

4. Защита поверхностей трения "сухих" фрикционов и тормозов от замасливания и засорения продуктами износа обеспечивается:

- применением надежных уплотнений для подшипников барабанов фрикционов и тормозов и для шариковых механизмов выключения фрикционов;
- использованием центробежных сил для удаления из фрикционов пыли, грязи, масла и продуктов износа поверхностей трения;
- своевременной продувкой, зачисткой или промывкой поверхностей трения фрикционных устройств в эксплуатации.

Наиболее полно полнота включения выполняется фрикционами и тормозами, работающими в масле, у которых износы поверхностей трения малы, коэффициент трения сравнительно стабилен, условия теплоотвода наиболее благоприятны.

Б. «Чистота» выключения фрикционного устройства

«Чистота» выключения фрикционного устройства исключает касание, нагрев и износ поверхностей трения в выключенном положении.

«Чистоту» выключения фрикционного устройства обеспечивают:

1. Достаточный ход $s_{нд}$ нажимного диска фрикционов и дисковых тормозов и достаточный ход s_2 подвижного конца ленточных тормозов для создания между трущимися поверхностями необходимого для "чистого" выключения зазора.

Заданные конструктором ходы должны при эксплуатации систематически контролироваться и при необходимости восстанавливаться.

2. Принудительное разведение трущихся поверхностей в выключенном положении с помощью оттяжных пружин (рис. 5а) ленточных и колодочных тормозов, распорных пружин (рис. 5б) "сухих" фрикционов, мощных возвратных пружин (рис. 5в) фрикционов и дисковых тормозов, работающих в масле и включаемых сервомоторами. Для постоянного уравнивания центробежного давления масла во вращающихся сервомоторах фрикционов иногда используется центробежная сила массивных шаров (рис. 5г).

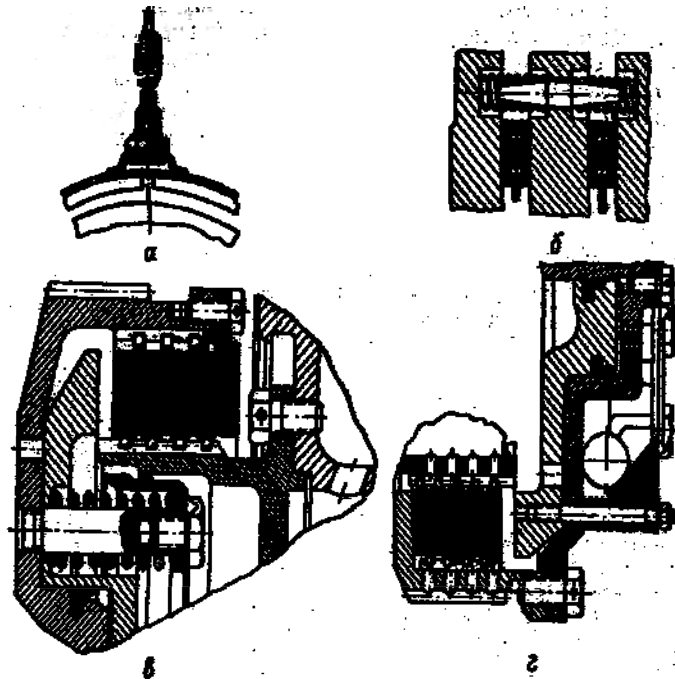


Рис. 5. Устройства для принудительного разведения поверхностей трения:

а – оттяжная пружина ленточного тормоза; б – распорная пружина фрикциона; в – возвратная пружина поршня сервомотора дискового тормоза с гидравлическим включением; г – шары для постоянного уравнивания центробежного давления масла во вращающемся сервомоторе фрикциона

3. Равномерное распределение зазора по всей площади трения достигается при сохранении строгой геометрической формы поверхностей трения:

- тщательной "рихтовкой" тонких тормозных лент перед установкой их на барабаны и тонких дисков трения перед сборкой фрикционов;
- применением толстых тормозных лент или лент, составленных из шарнирно соединенных звеньев, менее подверженных нарушению формы.

Ограничение относительной ширины дисков трения уменьшает их жесткость и нежелательное взаимное трение покоробленных дисков в выключенном положении фрикциона или дискового тормоза.

4. Равномерное распределение зазора между дисками в многодисковых фрикционах и тормозах может обеспечиваться специальными механизмами,

один из вариантов которых схематично представлен в двух положениях на рис. 6.

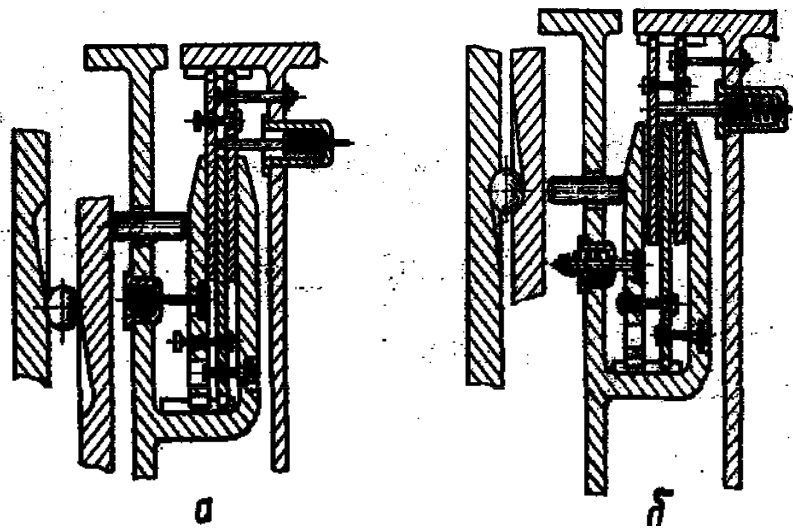


Рис. 6. Устройство для принудительного разведения всех дисков фрикциона:

а – включенное положение; б – выключенное положение

5. Исключение факторов, затрудняющих свободное разведение поверхностей трения: намагничивание дисков трения, чрезмерная вязкость масла (для фрикционных устройств, работающих в масле), взаимные перекосы барабанов, вмятины на их зубьях, нарушение регулировок фрикционного устройства или его привода управления.

В. Легкость управления фрикционным устройством

Легкость управления фрикционным устройством характеризуется работой водителя, необходимой для выключения пружинных фрикционов, и наибольшим усилием, требующимся для включения тормозов при использовании механических приводов управления непосредственного действия:

1. Сокращение работы для выключения фрикциона при заданной величине расчетного момента при проектировании проведением следующих мероприятий:

- уменьшение в допустимых пределах коэффициента запаса фрикциона и зазора между дисками в выключенном положении;
- увеличение коэффициента трения, среднего радиуса трения и КПД привода управления фрикционом.

Своевременное и качественное обслуживание привода управления исключает снижение КПД и возрастание работы водителя в эксплуатации.

2. Уменьшение в 4-6 раз усилия для включения ленточного тормоза применением тормоза с серводействием.

3. Применение специальных фрикционных устройств: полуцентробежных фрикционов, фрикционов с нелинейной характеристикой

пружин, двухдисковых тормозов с особенно высокой степенью серводействия.

4. Управление тормозами может облегчаться применением приводов управления с переменным по ходу передаточным числом (малым при выборе зазоров и максимальным при окончательной затяжке ленты), а управление пружинными фрикционами - применением приводов с сервопружинами.

Однако наиболее радикальная мера для облегчения управления фрикционными устройствами заключается в применении сервоприводов управления.

Г. Высокая износоустойчивость фрикционного устройства

Высокая износоустойчивость фрикционного устройства должна обеспечивать надежность его длительной работы и исключать необходимость в частых эксплуатационных регулировках.

Наиболее полно этому требованию удовлетворяют фрикционные устройства, работающая в масле. Равномерное распределение удельного давления по поверхности трения является предпосылкой более высокой износоустойчивости фрикционного устройства.

Расчетно-конструктивные и эксплуатационные мероприятия для выполнения этого требования:

1. Выбор наиболее износостойкой пары фрикционных материалов и обеспечение приемлемых скоростных и температурных условий их работы.

2. Назначение допустимого для данного фрикционного материала удельного давления на поверхностях трения.

3. Повышение коэффициента запаса фрикционного устройства для уменьшения работы буксования, износа и нагрева при трогании танка и переключении передач.

4. Всемерное сокращение времени буксования особенно "сухих" фрикционных устройств при вождении танков.

Д. Минимальная осевая и радиальная нагрузка на вал несущий на себе фрикционное устройство

Минимальная осевая и радиальная нагрузка на вал, несущий на себе фрикционное устройство, позволяет облегчить вал, упростить конструкцию его опор.

1. Для уменьшения осевой нагрузки на валы "сухих" фрикционов применяют уравновешенные фрикционы или полууравновешенные и особенно полууравновешенные с большим передаточным числом рычажно-шарикового или рычажного механизма выключения.

Чем меньше внешняя сила, действующая на фрикцион и через него на базовый вал, тем полнее фрикцион удовлетворяет поставленному требованию.

2. Жесткое крепление опорного диска к корпусу (цилиндру) сервомотора (см. рис. 6в)

3. Применение двухленточных, дисковых и некоторых типов колодочных тормозов вместо ленточных снимает с базового вала и его подшипников радиальную нагрузку, достигающую для средних и тяжелых танков величины нескольких тонн.

Е. Минимальный момент инерции ведомых частей для облегчения переключений коробки передач - выполняется сокращением числа, веса и особенно радиальных размеров ведомых частей фрикциона.

К фрикционным устройствам предъявляются и все общеконструкторские требования.

2.2. Классификация фрикционов и тормозов

По характеру трения все танковые фрикционы и тормоза делятся на "сухие" и работающие в масле при граничном трении.

Под граничным трением понимается такой режим работы фрикционного устройства, когда трущиеся поверхности разделены тончайшей масляной пленкой. Прочно приставшие к поверхностям трения молекулы масла обеспечивают достаточный коэффициент трения и малый износ дисков из-за отсутствия непосредственного контакта поверхностей трения, даже при очень большой силе их сжатия. Увеличение толщины масляной пленки ведет к нежелательному снижению коэффициента трения, ее разрыв опасен резким увеличением износа поверхностей трения. Для обеспечения именно граничного трения приходится значительно усложнять конструкцию фрикционов и тормозов, работающих в масле, по сравнению с "сухими". Вместе с тем фрикционным устройствам, работающим в масле, свойственны существенные преимущества, объясняющие их широкое распространение в современных военных гусеничных машинах.

Преимущества фрикционных устройств, работающих в масле:

1. Повышается компактность трансмиссии за счет размещения фрикционов и тормозов внутри общего картера, примерно десятикратного увеличения допустимого удельного давления, несмотря на двукратное сокращение площади полезного контакта дисков из-за канавок на их плоскостях, и примерно трехкратного уменьшения коэффициента трения.

2. Повышается надежность и долговечность работы трансмиссии без частых эксплуатационных регулировок благодаря меньшему износу поверхностей трения, хорошему теплоотводу и более стабильному коэффициенту трения.

3. Улучшается подвижность машин, так как фрикционы и тормоза, работающие в масле, допускают сравнительно продолжительное буксование. При этом появляется возможность плавно регулировать радиус поворота, постепенно трогаться и тормозить машину и почти мгновенно переключать ступени планетарных коробок передач.

По назначению фрикционы трансмиссий объектов БТВ делятся на:

- главные (ГФ);
- блокировочные (БлФ);
- бортовые (БФ);
- фрикционы поворота (ФП).

Фрикционы поворота применяются на многих зарубежных танках (Т-V, Т-VI, М41, "Леопард-1"). Фрикционы поворота обычно выключены при прямолинейном движении и включаются только на отстающей стороне для поворота машин.

В трансмиссиях современных танков используются дисковые фрикционы. Дисковые тормоза отличаются от них неподвижным креплением одного из барабанов (чаще наружного), поэтому классификация и конструктивная оценка фрикционов распространяется и на дисковые тормоза.

По числу ведомых дисков различают фрикционы:

- однодисковые (ГФ танка "Шерман" и машины АСУ-57, ФП танка Т-V);
- двухдисковые (ГФ БМП-2, БМД-1п);
- трехдисковые (ГФ танков Т-V и "Центурион");
- многодисковые (наиболее распространены).

По способу сжатия дисков трения фрикционы делятся на:

- пружинные;
- полуцентробежные (ГФ танка "Центурион");
- фрикционы с гидравлическим включением (БлФ и дисковые тормоза танка М60 и др.).

Полуцентробежные фрикционы, у которых дополнительное усилие сжатия дисков изменяется пропорционально квадрату скорости вращения фрикциона, нельзя считать перспективными в связи с широким диапазоном рабочих оборотов танкового дизеля.

По степени уравновешенности осевых усилий пружин или гидросервомотора фрикционы делятся на:

- уравновешенные, никогда не нагружающие базовый вал и его подшипники осевой силой (ГФ танка ПТ-76, БлФ танка М60 и др.);
- неуравновешенные, нагружающие вал и его подшипники в доминирующем режиме (ГФ немецкого танка Т-III).

2.3. Классификация тормозов

По назначению тормоза делятся на:

- опорные (ОпТ);
- поворотные (ТП);
- остановочные (ОсТ).

Опорными называются тормоза планетарных коробок передач и механизмов поворота, включенные длительное время при прямолинейном движении машины.

Тормоза поворота включаются на отстающей стороне для плавного поворота машины; остановочные - для крутого поворота и торможения машины.

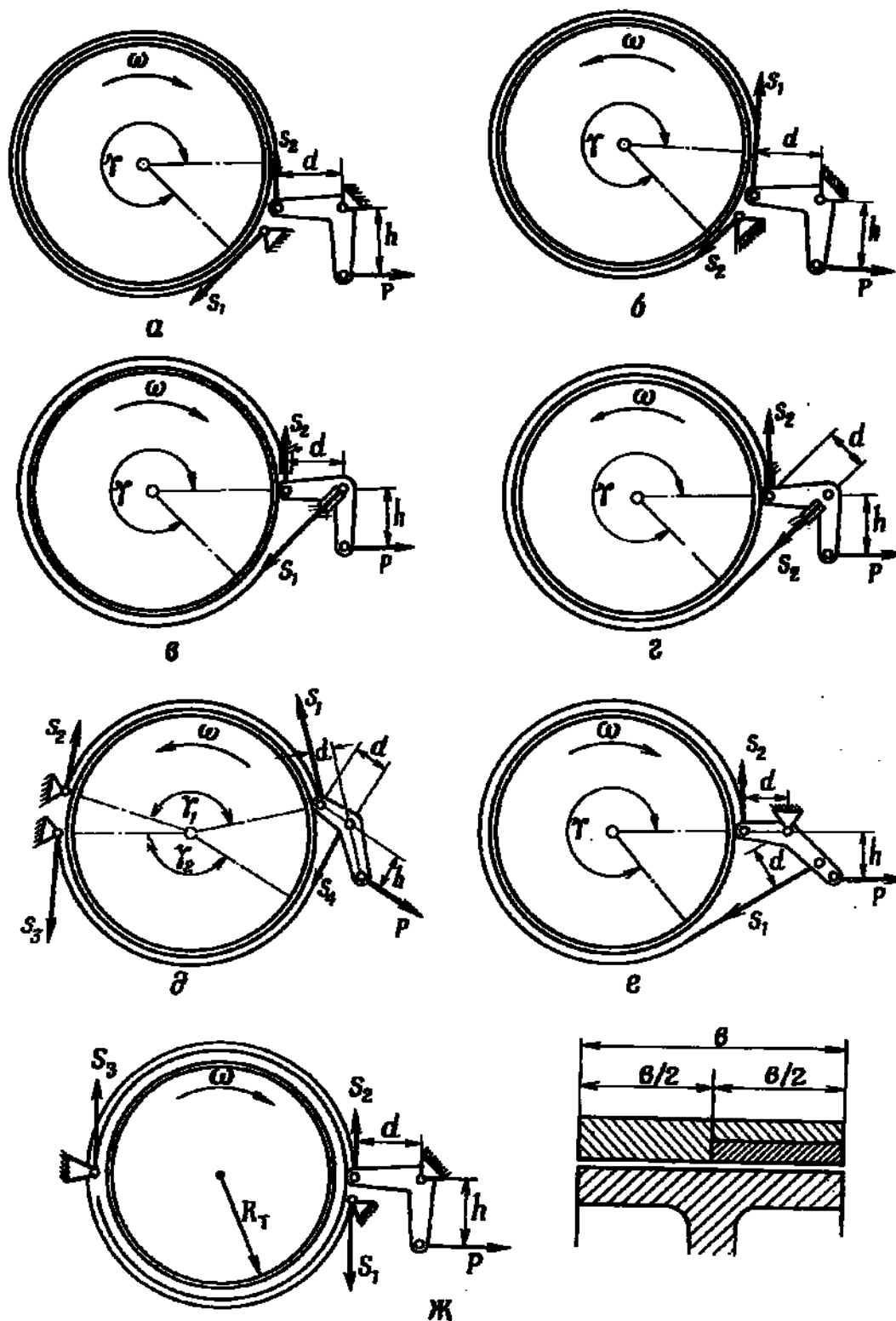


Рис. 7. Типы ленточных тормозов:
 а, б – с односторонним действием; в, г – с двухсторонним серводействием;
 д – двойной ленточный; е – без серводействия; ж - двухленточный

В конструктивном отношении тормоза более разнообразны, чем фрикционы. По конструкции неподвижной части различают тормоза:

- ленточные;
- колодочные;
- дисковые.

По степени проявления серводействия тормоза делятся на:

- тормоза без серводействия (ОсТ машины АСУ-57) (рис. 7е);
- тормоза с односторонним серводействием, когда оно проявляется лишь при одном направлении вращения (ОпТ танка М46) (рис.7а, б);
- тормоза с двухсторонним серводействием (тормоза БМД-1п, танков ПТ-76, Т-54, ИС-3, ОсТ БМП-2, танков Т-V и Т-VI) (рис.7б, г).
- двойной ленточный тормоз (рис. 7д);
- двойной тормоз с охватом одной ленты другой (рис. 7ж)

Дисковые тормоза дополнительно делятся на:

- дисковые тормоза без серводействия;
- двухдисковые тормоза с двусторонним серводействием.

Последние применялись на тяжелых немецких танках Т-V и Т-VI и используются в колесных машинах различного направления.

2.4. Характеристика фрикционных материалов

Работоспособность и габаритные размеры фрикционных элементов и в первую очередь "сухих" в большой мере зависят от выбранного фрикционного материала.

Обшивки фрикционных дисков и накладки тормозных лент работают в тяжелых условиях интенсивного трения и сильного нагрева и поэтому должны удовлетворять ряду специфических требований. К их числу относятся:

- высокий и стабильный при различных температурах, удельных давлениях и скоростях скольжения коэффициент трения по сопряженной детали;
- высокая износостойчивость и достаточная механическая прочность;
- высокая теплопроводность и возможно малый удельный вес;
- "плавность" сцепления (отсутствие задигов, "наволакиваний" и заеданий);
- химическая стабильность при длительной работе в масле (для фрикционных элементов, проектируемых для работы в масле).

Многочисленные фрикционные материалы, применяемые в современном машиностроении, удобно разбить на три группы:

- металлические;
- металлокерамические;
- неметаллические (пластмассы).

Металлические фрикционные материалы (различные стали, легированный и серый чугуны) обладают высокой теплопроводностью, достаточной прочностью, просты и дешевы в изготовлении; стальные диски

при ограниченных давлениях способны работать в масле. Большинству же предъявляемых требований эта группа фрикционных материалов не удовлетворяет, в частности, недостаточно стабильным оказывается коэффициент трения. Так, например, коэффициент трения стали по серому чугуна СЧ-15-32 с увеличением скорости скольжения от 0 до 30 м/с уменьшается более чем в 2,5 раза.

Металлокерамические фрикционные материалы на медной и железной основе имеют высокий и наиболее стабильный коэффициент трения, обладают высокой износоустойчивостью, особенно при работе в масле. Медной металлокерамике свойственны высокая теплопроводность, "плавность" сцепления и химическая стабильность в масляной среде. Недостатки металлокерамических материалов заключаются в дороговизне и сложности изготовления (особенно в сложности соединения фрикционных колец с диском), в большом удельном весе и ограниченной прочности.

Из пластмассовых материалов наибольший интерес в настоящее время представляют асбокаучуки и пластмассы с фенольноформальдегидной смолой, уступающие металлокерамическим материалам лишь по теплопроводности и прочности, а также незначительно по коэффициенту трения и износоустойчивости. В то же время они проще и дешевле в изготовлении, имеют меньший удельный вес, являясь перспективными фрикционными материалами.

2.5. Особенности фрикционов, работающих в масле, и их сравнительная оценка

В настоящее время широко применяются фрикционные устройства (фрикционы и дисковые тормоза), работающие в масле. В этих фрикционных устройствах используется граничное трение, т. е. трение тончайших масляных пленок, прочно удерживающихся на поверхностях дисков трения. Такой вид трения характеризуется достаточно высоким и стабильным коэффициентом трения (примерно $\mu = 0,1$), большими допускаемыми удельными давлениями (до 40 кгс/см^2) и ничтожными износами. Для обеспечения граничного трения выполняются специальные конструкции рабочих поверхностей трения в виде системы смазочных каналов.

Во фрикционных устройствах, работающих в масле, применяются стальные диски с двусторонним слоем (1,0—1,2 мм) металлокерамики в паре со стальными дисками с гладкой шлифованной поверхностью. На поверхностях трения металлокерамических дисков выполняются наиболее зарекомендовавшие себя каналы (рис. 8) в виде однозаходной плоской спирали, пересекаемой радиальными канавками с чередующимся выходом их к внутреннему и наружному периметрам диска. Устанавливают диски так, чтобы не совпадало направление спирали с направлением вращения. Масло, обычно подаваемое к внутреннему периметру дисков, проходит по канавкам (на рис. 8 показано стрелками), чем обеспечивается хороший контакт его с поверхностями трения, удаление продуктов износа и охлаждение дисков.

Фрикционные устройства, работающие в масле, по сравнению с аналогичными устройствами сухого трения имеют ряд преимуществ: меньшие габариты, высокую плавность включения, меньшие тепловые напряжения дисков, их коробления и износы; они более долговечны и не требуют эксплуатационных регулировок. Конструктивно фрикционные устройства, работающие в масле, размещаются в одном картере с другими элементами трансмиссии, поэтому нет необходимости в сложных уплотнительных устройствах, что значительно снижает габариты и вес всей трансмиссии, а также упрощает ее конструкцию.

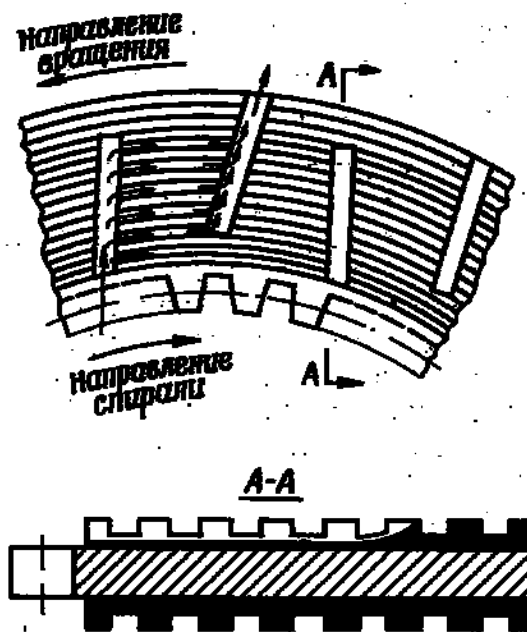


Рис. 8. Конструкция каналов на поверхности дисков трения с металлокерамическим покрытием

К недостаткам фрикционных устройств, работающих в масле, относятся:

- более сложная конструкция, обусловленная системой, обеспечивающей принудительную подачу масла к дискам трения, его очистку и охлаждение;
- меньше чистота выключения, особенно при застывании масла.

Однако эти недостатки несколько не снижают преимуществ фрикционных устройств, работающих в масле, и они являются весьма перспективными.

2.6. Анализ выполненных конструкций фрикционов и тормозов

2.6.1. Главный фрикцион боевой машины пехоты БМП-2

Главный фрикцион боевой машины пехоты БМП-2 (рис. 9) сухой, двухдисковый, с трением стали по асбокаучуку, с рычажно-гидравлическим механизмом выключения, уравновешен только во включенном положении.

Коэффициент запаса $\beta = 2,0$; удельное давление $q = 1,48 \text{ кгс/см}^2$; коэффициент трения $\mu = 0,30$.

Фрикцион установлен на ведущем валу коробки передач и крепится болтами к маховику двигателя.

К ведущим частям главного фрикциона относятся: опорный диск 4, ведущий барабан 3, ведущий диск 2 с наружными зубьями, нажимной диск 8 и опорный кожух 9 с пружинами 10.

К ведомым частям фрикциона относятся два ведомых диска 1 с внутренними зубьями, имеющие фрикционные накладки из асбокаучука и ведомый барабан 5, установленный на шлицах вала коробки передач.

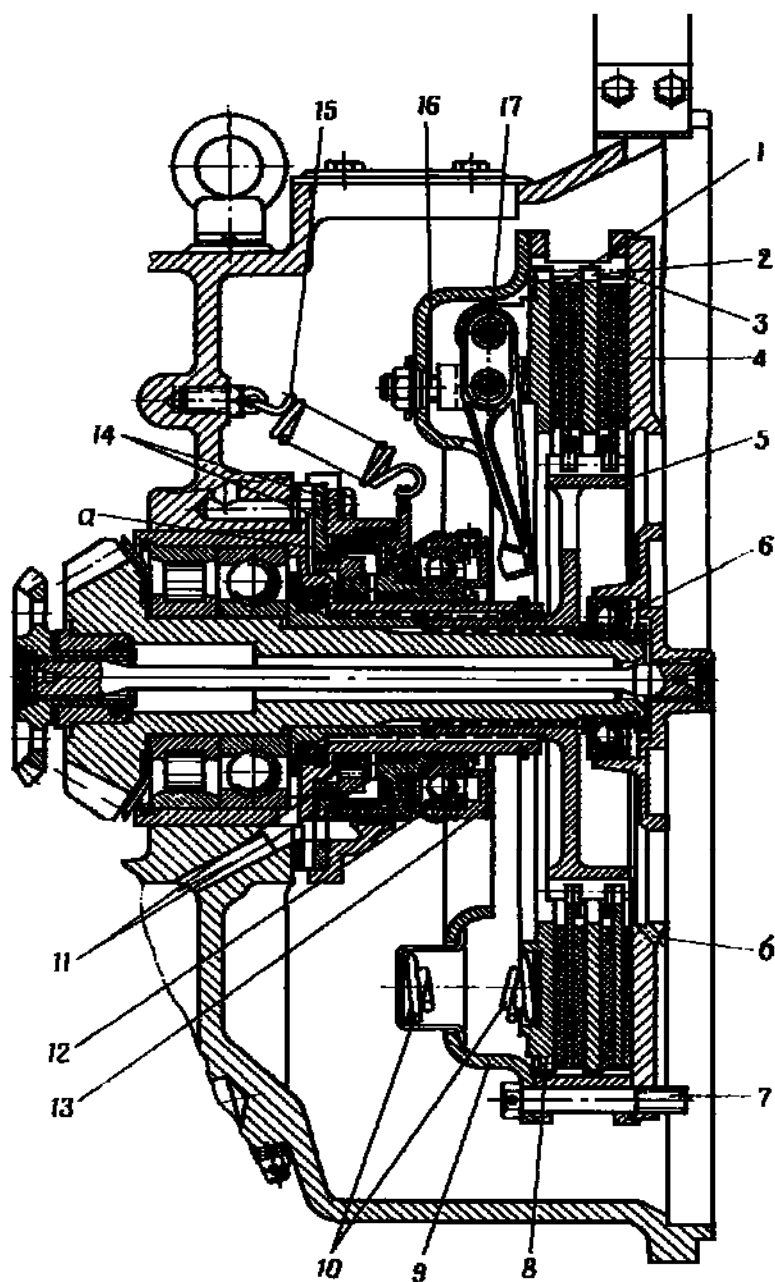


Рис. 9. Главный фрикцион боевой машины пехоты БМП-2:

1 – ведомый диск; 2 – ведущий диск; 3 – ведущий барабан; 4 – опорный диск; ведомый барабан; 6 – шарикоподшипник; 7 – болт; 8 – нажимной диск; 9 –

опорный кожух; 10 – пружина; 11 – подвижный стакан; 12 – радиально-упорный шарикоподшипник; 13 – кольцо; 14 – неподвижные стаканы; 15 – возвратная пружина; 16 – упор рычага; 17 – рычаг включения; а – полость; б – канал

Ведущие и ведомые детали сцентрированы подшипником 6.

К механизму выключения фрикциона относятся три рычага 17 выключения, упоры 16 рычагов с шаровыми гайками, выжимная муфта, состоящая из радиально-упорного подшипника 12 и кольца 13, гидравлический сервомотор, состоящий из подвижного стакана 11 и неподвижного стакана 14. Неподвижный стакан прикреплен болтами к картеру коробки передач; на подвижном стакане смонтирована выжимная муфта.

Во включенном фрикционе полость а сервомотора сообщена со сливом и три возвратные пружины 15 удерживают подвижный стакан 11 в исходном положении. Усилие пружин 10 через колпачки, опорный кожух 9 и болты 7 также передается на маховик двигателя. Таким образом фрикцион уравновешен во включенном положении.

Главный фрикцион включается подачей масла в полость а сервомотора по каналам в картере коробки передач. При определенном давлении масла подвижный стакан 11 перемещается в осевом направлении и выжимной муфтой воздействует на внутренние концы рычагов 17, которые, поворачиваясь на осях, отводят влево нажимной диск на 3-4 мм. Наличие осевой силы от выжимной муфты, воздействующей на маховик двигателя, свидетельствует о том, что фрикцион не уравновешен в выключенном положении.

2.6.2. Главный фрикцион боевой машины десантной БМД-1п

Главный фрикцион состоит из ведущих частей, соединенных через переходные детали с коленчатым валом двигателя, ведомых частей, соединенных с ведущим валом коробки передач, и механизма выключения.

К ведущим частям относятся: ведущий наружный барабан 13 (рис. 10), ведущий диск 11, нажимной диск 12, кожух 18, пружины 6, стаканы 15 и детали крепления ведущих частей.

Ведущий барабан 13 соединен с маховиком 14 двигателя. На внутренней поверхности барабана имеются зубья для зацепления с наружными зубьями ведущего и нажимного дисков.

Ведущий диск 11 - стальной, на его наружной поверхности нарезаны зубья, которые соединяются с зубьями ведущего барабана 13.

Нажимной диск 12 служит для сжатия дисков трения. На нажимном диске нарезаны наружные зубья для зацепления с ведущим барабаном 13. Двенадцать углублений на диске предназначены для установки пружин 6. Четыре стойки 29 с отверстиями служат для соединения диска с рычагами 27 механизма выключения.

Кожух 18 состоит из диска и двенадцати стаканов 15. Через двадцать отверстий кожух крепится к маховику двигателя теми же болтами, что и ведущий барабан 13. К диску кожуха прикреплены четыре кронштейна 17.

Пружины 6 установлены между нажимным диском 12 и кожухом 18. Они опираются одним концом на нажимной диск, а другим - через стаканы 15 в кожух. Между нажимным диском и пружинами установлены теплоизоляционные прокладки, а между стаканом и пружиной - регулировочные, которые служат для обеспечения равномерного сжатия дисков по всей окружности.

К ведомым частям относятся ведомый (внутренний) барабан 9 и два ведомых диска 10.

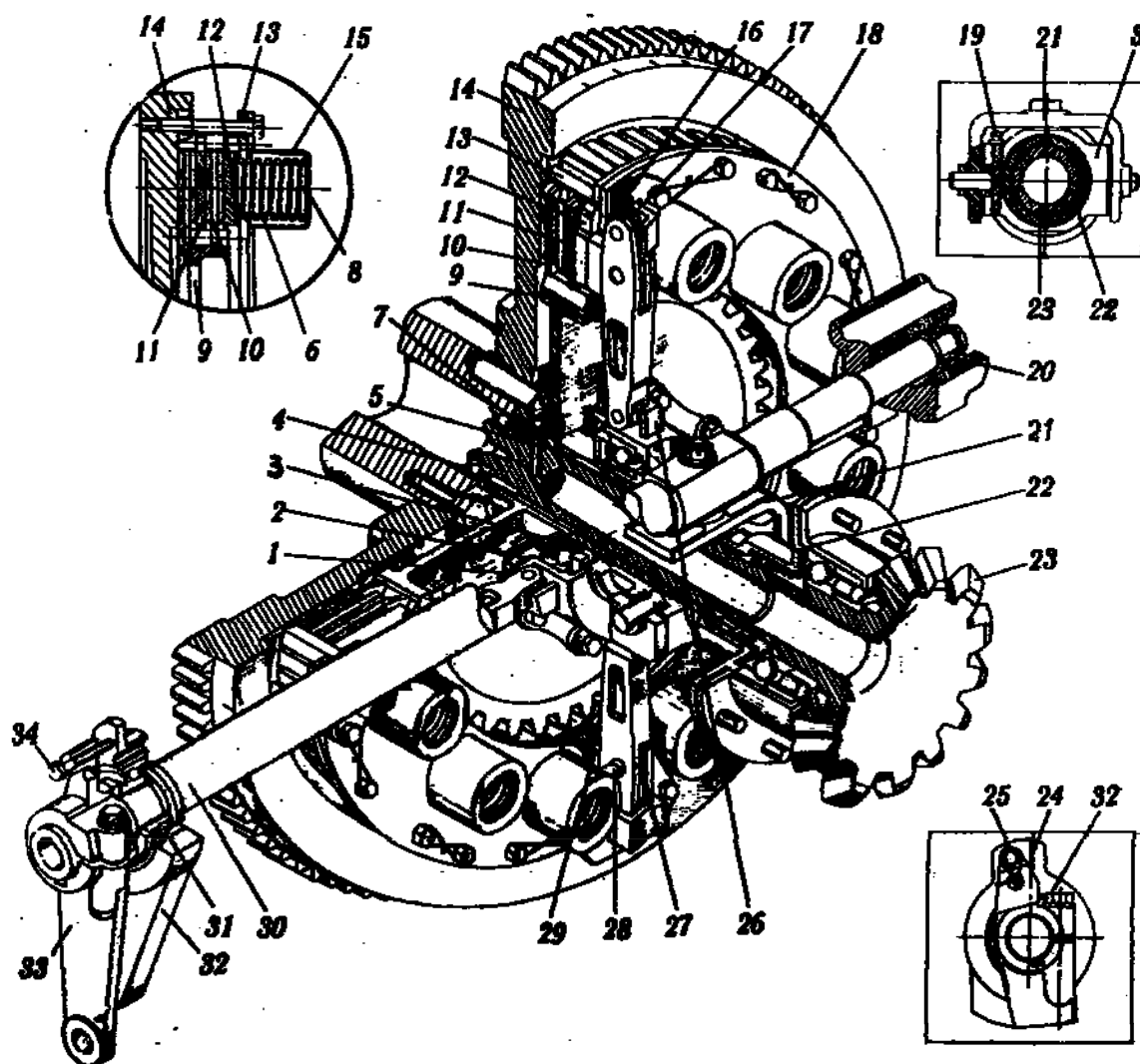


Рис. 10. Главный фрикцион боевой машины десантной БМД-1п:
 1 - корпус; 2 - крышка; 3 - втулка; 4, 20 и 31 - шарикоподшипники с защитными шайбами; 5 - шарикоподшипник; 6 - пружина; 7 - штифт; 8 и 16 - регулировочные прокладки; 9 - ведомый барабан; 10 - ведомый диск; 11 - ведущий диск; 12 - нажимной диск; 13 - ведущий барабан; 14 - маховик двигателя; 15 - стакан; 17 и 26 - кронштейны; 18 - кожух; 19 - масленка; 21 - вилка выключения; 22 - кронштейн; 23 - ведущий вал коробки передач; 24 и

25 - риски; 27 - рычаг выключения; 28 - кронштейн; 29 - стойка; 30 - валик; 32 - кронштейн; 33 - рычаг; 34 - указатель

Ведомый барабан шлицованной ступицей установлен на шлицах ведущего вала 23 коробки передач. На наружной поверхности ведомого барабана имеются зубья, с которыми соединяются ведомые диски. От осевых перемещений барабан удерживается штифтом 7.

Ведомый диск - стальной, на внутренней поверхности диска имеются зубья, которыми он соединяется с зубьями ведомого барабана. С обеих сторон диска наклеены и приклепаны асбестовые накладки.

Механизм выключения состоит из четырех рычагов 27, корпуса 1 с крышкой 2, выжимного шарикоподшипника 5, втулки 3, четырех кронштейнов 26, вилки 21, валика 30, рычага 33, кронштейна 32, шарикоподшипников 20 и 31 и деталей крепления.

Рычаги 27 через пальцы и стойки 29 соединены с нажимным диском 12. Пальцы, соединяющие рычаги со стойками, являются осями, вокруг которых поворачиваются рычаги при выключении фрикциона. От выпадания пальцы удерживаются кронштейнами 28. Для уменьшения износа рычагов на их концах установлены ролики. Оси роликов от выпадания удерживаются кронштейнами 17 и 26.

При выключении фрикциона рычаги одним концом опираются на диск кожуха 18, а другим - в фланец корпуса 1 механизма выключения.

Корпус 1 установлен на наружной обойме шарикоподшипника 5 и удерживается на ней крышкой 2.

Внутренняя обойма шарикоподшипника 5 насажена на втулку 3 и удерживается от осевых перемещений стопорным кольцом.

Втулка 3 установлена на кронштейн 22, прикрепленный к картеру коробки передач. В пазы втулки входят ролики вилки 21 выключения.

Вилка выключения соединена с валиком 30 хвостовиком и гайкой.

Валик 30 установлен в расточке картера коробки передач и кронштейне 32 на шарикоподшипниках 20 и 31 с защитными шайбами.

На кронштейне 32 имеются две риски 25 и 24, предназначенные для примерного определения износа дисков трения. На конце валика 30 на шпонке установлен рычаг 33 выключения, удерживаемый от осевых перемещений стяжным болтом. В верхней части рычага ввернут указатель 34.

Шарикоподшипник 5 механизма выключения главного фрикциона смазывается через масленку 19.

В уплотнениях планетарного редуктора использованы четыре разрезных чугунных кольца между фланцем крышки и ступицей барабана 16, а также резиновые манжеты и резиновые кольца.

Смазка планетарного редуктора принудительная через полость вала водила. Применяемое масло МТ-16п.

2.7. Конструкция ленточных тормозов

2.7.1. Остановочный тормоз боевой машины пехоты БМП-2

Остановочный тормоз боевой машины пехоты БМП-2 (рис. 11) ленточный, плавающий, с серводействием в обе стороны, сухого трения. Материал трущихся поверхностей - ретинакс по стали. Тормоз затягивается сервомотором 4. Поэтому в конструкцию введены две возвратные пружины 5, которые возвращают в исходное положение тормозной рычаг 2, а для удобства регулировки регулировочный болт 7 с гайкой 6 перенесен на противоположную сторону, для чего лента 1 составлена из двух половин. Так как левый тормоз используется как стояночный, то на его рычаге 2 имеется ролик 3, на который воздействует механический привод.

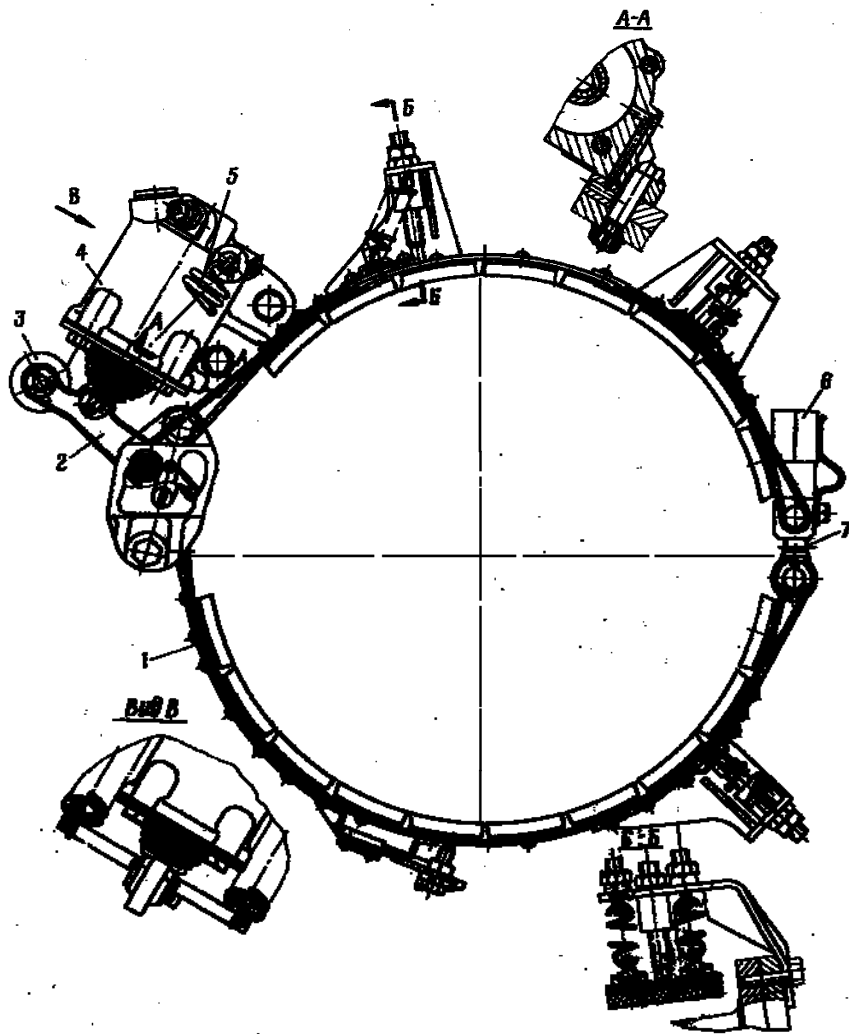


Рис. 11. Остановочный тормоз (левый) БМП-2:

1 – тормозная лента; 2 – тормозной рычаг; 3 – ролик; 4 – сервомотор; 5 – возвратная пружина; 6 – гайка; 7 – регулировочный болт

2.7.2. Тормоза боевой машины десантной БМД-1п

Тормоза боевой машины десантной БМД-1п ленточные, плавающего типа. Основные части тормоза: тормозная лента 10 (рис. 12), мостик 1, рычаги 2, пальцы 19, серьга 7, возвратная пружина 3, оттяжные пружины 6, 11 и 14, ведомый барабан бортового фрикциона.

Тормозная лента 10 изготовлена из листовой стали. С внутренней стороны к ленте прикреплены чугунные тормозные колодки 13. К нижнему концу ленты прикреплено ушко 17, через которое лента шарнирно соединяется при помощи пальца 19 с рычагом 2 мостика. Верхний конец ленты имеет петлю, в которой закреплена траверса 20.

В отверстие траверсы входит серьга 7, на конец которой навернута гайка 9. Гайку удерживает от самоотвинчивания пластинчатая пружина 8, прикрепленная двумя болтами к траверсе. Серьга 7 оканчивается проушиной, через которую она при помощи пальца 19 шарнирно соединяется с рычагом 2.

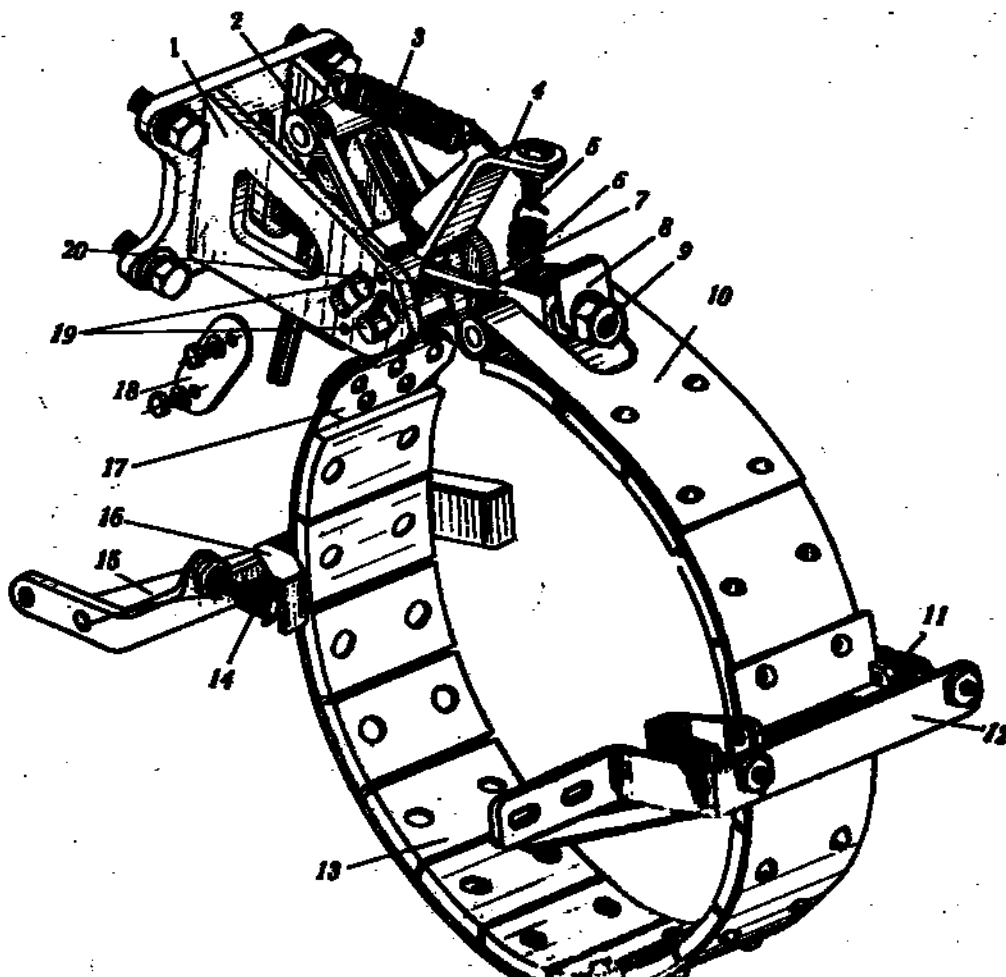


Рис. 12. Тормоз боевой машины десантной БМД-1п:

1 – мостик; 2 – рычаг; 3 – возвратная пружина; 4 и 16 – кронштейны; 5 – штуцер; 6, 11 и 14 – оттяжные пружины; 7 – серьга; 8 – пластинчатая пружина; 9 – регулировочная гайка; 10 – тормозная лента; 12 и 15 –

кронштейны оттяжных пружин; 13 – тормозная колодка; 17 – ушко; 18 – заглушка; 19 – пальцы; 20 – траверса

В боковых стенках мостика 1 имеются два дугообразных выреза для пальцев 19. Пальцы могут свободно перемещаться в этих вырезах.

Исходным положением тормозных лент является наличие равномерного не менее 0,5 мм зазора между колодками и ведомым барабаном бортового фрикциона, который обеспечивается с помощью оттяжных пружин. Возвращению тормозной ленты и рычага управления в исходное положение способствует возвратная пружина 3.

3. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

3.1. Требования к коробкам передач и основные пути их выполнения

Коробкой передач называется шестеренчатый агрегат трансмиссии, позволяющий изменять в необходимых пределах силы тяги на гусеницах и скорости движения машины за счет изменения передаточных чисел между двигателем и ведущими колесами.

Коробка передач предназначена для:

- изменения силы тяги и скоростей движения машины в более широких пределах, чем это возможно изменением оборотов двигателя;
- обеспечения движения машины задним ходом;
- длительного разобщения двигателя и трансмиссии при работе двигателя на месте.

В соответствии с предназначением ко всем типам шестеренных коробок передач предъявляются следующие требования:

- обеспечение машине заданных тягово-скоростных свойств;
- легкость управления коробкой передач, удобство автоматизации процесса переключения ступеней;
- надежность работы коробки передач в течение длительного периода эксплуатации в различных условиях боевого применения с малым объемом технического обслуживания;
- высокий коэффициент полезного действия на всех передачах, простота конструкции, компактность, малый вес и бесшумность в работе, дешевизна производства.

Обеспечение машине заданных тягово-скоростных свойств достигается:

1) Достаточным диапазоном изменения передаточных чисел коробки передач, который определяется как отношение передаточных чисел первой и высшей ступеней

$$d_k = \frac{i_{k1}}{i_{km}};$$

где $i_{к1} - i_{км}$ - передаточные числа первой и высшей ступеней коробки передач.

В выполненных конструкциях диапазон передаточного числа коробки составляет 8-11. При наличии двухступенчатого механизма поворота диапазон коробки можно уменьшить до 6-7.

2) Выбором оптимального числа передач. В существующих механических трансмиссиях танков и боевых машин пехоты число передач колеблется в пределах 5-8. Чем больше число передач, тем полнее используется мощность двигателя и тем выше средняя скорость движения машины. Однако применение коробок передач с числом ступеней более восьми приводит к усложнению конструкции не только самих коробок передач, но и их приводов.

Тем более, что даже при восьми передачах крайние из них (первая и восьмая) оказываются резервными и используются сравнительно редко.

3) Рациональной разбивкой передаточных чисел промежуточных ступеней коробки передач, когда первая передача выделяется как замедленная для преодоления наибольших сопротивлений движению машины. Остальные $m_n - 1$ передачи рабочего диапазона разбиваются по закону геометрической прогрессии. Затем прогрессия несколько корректируется путем сближения наиболее употребляемых передач.

Разбивка ступеней коробок передач танка Т-72Б, боевой машины пехоты БМП-2 и боевой машины десанта БМД-1п представлена в табл. 3.

Таблица 3

Разбивка ступеней коробок передач
танка Т-72Б, боевой машины пехоты БМП-2 и боевой машины десанта БМД-1п

Машина	Удельная мощность $N_y, л.с/т$	Диапазон КП d_k	Отношение передаточных чисел трансмиссии на соседних ступенях (коэффициенты q_i разбивки передач)					
			q_{1-2}	q_{2-3}	q_{3-4}	q_{4-5}	q_{5-6}	q_{6-7}
Т-72Б	18,9	8,173	1,858	1,263	1,25	1,375	1,382	1,467
БМП-2	21,5	6,119	1,847	1,486	1,489	1,497		
БМД-1п	32,8	6,97	2,906	1,655	1,5			

4) Минимальным временем переключения передач. Оно обеспечивается применением синхронизаторов, различных полуавтоматических и автоматических устройств в механических коробках передач, использованием планетарных коробок передач. Время, затрачиваемое на переключение передач, составляет для простых коробок передач без синхронизаторов - 1,5-2 сек, при наличии синхронизаторов - 1,0-

1,5 сек, для планетарных коробок - 0,5-1,0 сек, а для планетарных коробок с автоматическим включением передач - 0,2-0,5 сек.

5) Максимальной величиной коэффициента полезного действия коробки передач. Она обеспечивается:

а) минимальным числом пар зубчатых колес, участвующих в передаче мощности;

б) точностью изготовления и монтажа узлов коробки, высокой жесткостью картера и валов;

в) хорошей смазкой трущихся поверхностей.

Легкость управления коробкой передач, удобство автоматизации процесса переключения ступеней. Этому требованию в большей мере удовлетворяют планетарные коробки передач и простые коробки передач с фрикционным включением ступеней. Для выбранного диапазона необходимо достаточное число ступеней коробки передач, обеспечивающее перекрытие тяговых характеристик соседних ступеней не менее чем на 2 км/ч.

Надежность работы коробки передач в течение длительного периода эксплуатации в различных условиях боевого применения машины достигается безусловной прочностью и достаточной жесткостью всех деталей коробки передач и рядом других мер.

1) Высокая износостойкость деталей, подверженных трению: шестерен, подшипников, синхронизаторов, деталей механизма переключения передач и уплотнений картера.

2) Снижение динамических нагрузок при переключении передач, вызывающих разрушение торцов зубьев, путем перехода к коробкам передач с постоянным зацеплением шестерен, к коробкам с синхронизаторами, к коробкам с фрикционным включением передач.

3) Применение в коробке передач и ее приводе управления надежных стопоров, предохраняющих от самовыключения передач и замков, не допускающих одновременного включения двух передач.

4) Обеспечение нормальных температурных режимов работы коробки передач и бесперебойной смазки наиболее ответственных ее деталей.

5) Надежная защита деталей коробки передач от засорений и гарантированное длительное сохранение запаса смазочного масла, его фильтрация и охлаждение.

Кроме этих требований, к коробкам передач предъявляются и все общие для агрегатов трансмиссии требования, из которых особенно важным являются требования по простоте конструкции, высокой компактности и минимального веса. Выполнение этих требований зависит от выбранной схемы коробки передач, а также от конструктивного решения ее отдельных узлов.

3.2. Классификация коробок передач

По характеру изменения передаточного числа механические коробки передач подразделяются на:

ступенчатые;
непрерывные.

По конструктивному признаку ступенчатые коробки передач делят на три группы:

простые коробки передач (с неподвижными осями валов);
планетарные коробки передач (с подвижными осями валов);
комбинированные коробки передач (сочетание простой и планетарной коробок в одном агрегате).

В ступенчатых коробках передач передаточные числа изменяются ступенями и каждая передача имеет свое собственное постоянное передаточное число, отличное от передаточных чисел других передач.

В непрерывных коробках передач передаточные числа изменяются бесступенчато, т.е. в определенном диапазоне может быть получено любое передаточное число.

Непрерывные механические коробки передач распространения не получили ввиду их малой надежности. Поэтому в дальнейшем рассмотрим только ступенчатые коробки передач.

Планетарными называются коробки передач (ПКП), в которых часть шестерен, именуемых сателлитами, совершает сложное (относительное и переносное) движение, а переключение ступеней достигается торможением или блокировкой отдельных звеньев ПКП.

Основное преимущество ПКП применительно к боевым машинам заключается в меньшем времени фрикционного переключения ступеней и повышении за счет этого средней скорости движения машины. Передача усилий одновременно несколькими полюсами зацепления, отсутствие радиальной нагрузки центральных звеньев планетарных рядов силами зацепления шестерен, выбор рациональных схем с малым числом планетарных рядов и управляемых фрикционных устройств создают реальные предпосылки получения компактной конструкции. Передача части энергии переносным движением без заметных потерь предопределяет высокий КПД ПКП оптимальных схем и рациональной конструкции. Существенный недостаток состоит в сложности синтезирования (составления) схем, проектирования, изготовления и сборки ПКП. Несмотря на это, они применялись на чешских (ЧМКД), английских («Чифтен») и американских (М5А1) танках. Планетарные редукторы с ограниченным числом ступеней (3-5) и меньшим диапазоном изменения передаточных чисел (приблизительно 4) используются на всех танках и БМП с гидромеханическими трансмиссиями: американских М1, М60, немецких Леопард-2, БМП «Мардер».

3.2.1. Классификация простых коробок передач

В боевых гусеничных машинах нашли применение коробки передач на четыре-восемь ступеней переднего хода. Число подвижных муфт,

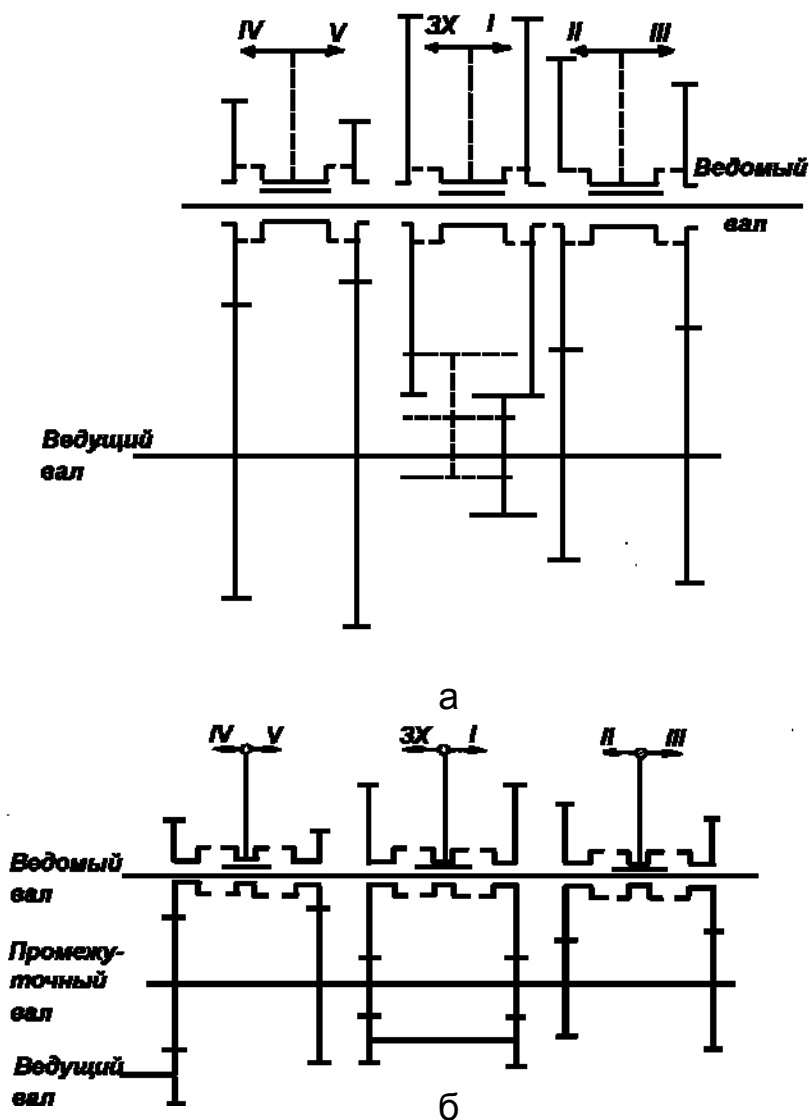
называемое «числом ходов», обычно вдвое меньше общего числа передач, включая и передачу заднего хода.

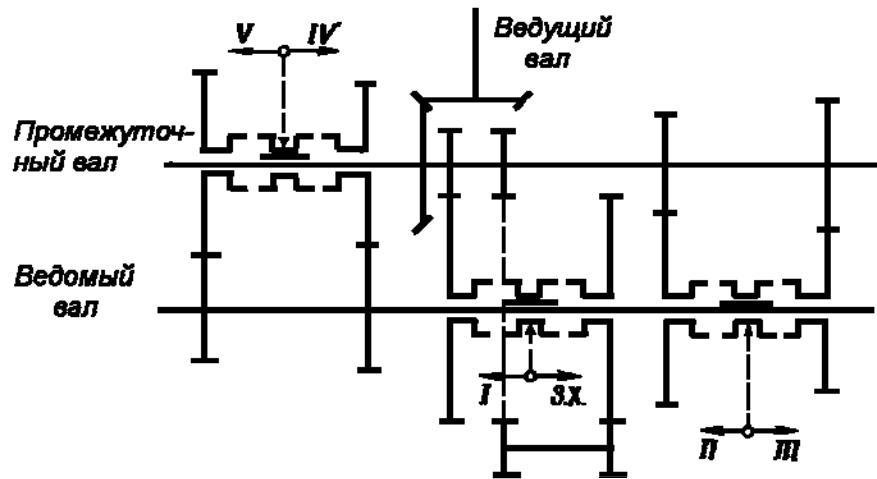
По числу ходов коробки передач делятся на трехходовые, четырехходовые, пятиходовые.

Простые коробки передач могут иметь значительное количество валов. Валы, шестерни которых участвуют в создании диапазона коробки передач, называются основными. Валы, шестерни которых создают постоянное на всех ступенях передаточное число, не изменяющие диапазона коробки передач, называются дополнительными и в некоторых схемах коробок передач отсутствуют.

Наиболее общей является классификация простых коробок передач **по числу валов, со сменными шестернями участвующими в создании диапазона коробки передач.** По числу таких валов коробки передач делятся на двухвальные, трехвальные, безвальные (или с разрезными валами).

Двухвальные коробки передач в зависимости от конструкции входного редуктора дополнительно делятся на коробки без входного редуктора, с коническими и цилиндрическими входными редукторами (рис. 13).





В

Рис. 13. Кинематические схемы двухвальных коробок передач:
 а – без входного редуктора; б – с коническим входным редуктором; в – с цилиндрическим входным редуктором

Во всех трех схемах имеются только два основных вала со сменными шестернями, определяющими диапазон коробки передач. Поэтому они называются именно двухвальными, хотя кроме промежуточного и ведомого валов со сменными шестернями, могут иметься еще и третьи (ведущие) валы.

Среди трехвальных коробок передач по положению основных валов различают два типа

- 1) с поперечным расположением валов (рис. 14);
- 2) с продольным расположением валов.

Трехвальные коробки передач с продольным расположением валов на образцах БТВ распространения не получили.

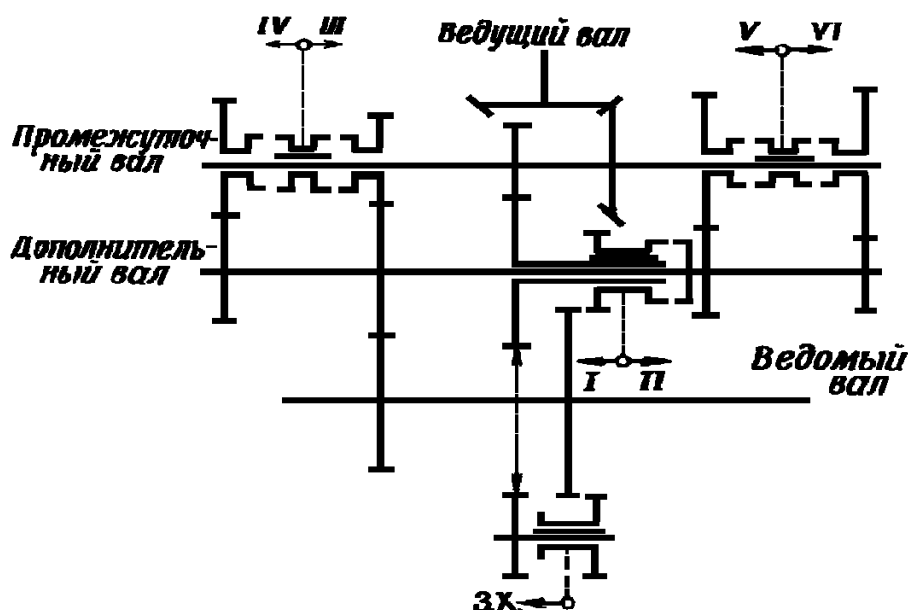


Рис. 14. Трехвальная коробка передач с поперечным расположением валов

В зависимости от способа переключения ступеней различают коробки передач:

- с подвижными шестернями-каретками;
- с постоянным зацеплением шестерен и переключением передач с помощью зубчатых муфт и синхронизаторов (см. рис. 13,14);
- с синхронизаторами;
- с фрикционным включением ступеней.

3.2.1.1. Классификация планетарных конструкций

Планетарные коробки передач и планетарные редукторы классифицируются по двум основным признакам:

- по числу степеней свободы при выключении всех фрикционных устройств;
- по типу используемых планетарных передач.

По первому признаку различают ПКП с двумя, тремя, четырьмя и большим числом степеней свободы.

Число степеней свободы механизма равно числу независимых параметров: углов поворота или перемещений, которые нужно задать для того, чтобы положение всех звеньев механизма определилось однозначно. Число степеней свободы планетарной конструкции подсчитывается исходя из того, что каждый из p планетарных рядов имеет две степени свободы, по одной степени свободы имеют ведущий и ведомый валы коробки передач, а жесткая постоянная связь двух любых элементов из перечисленных сокращает число степеней свободы на единицу:

$$Z_{с.с.} = 2p + 2 - \lambda,$$

где λ - число постоянных парных связей центральных звеньев планетарных рядов между собой и с ведущим и ведомым валами коробки передач.

Оценка планетарных конструкций с различным числом степеней свободы зависит от общего необходимого числа передач переднего и заднего ходов $m_n + 1$. Для включения передачи число степеней свободы ПКП необходимо сократить до единицы путем наложения временных связей: включением тормозов и блокировочных фрикционов. В ПКП с двумя степенями свободы ($Z_{c.c.} = 2$) на каждой передаче включается один тормоз или фрикцион, поэтому число управляемых фрикционных устройств $Z_{ф.у.}$ равно общему числу передач:

$$Z_{ф.у.} = m_n + 1.$$

Число планетарных рядов p будет на единицу меньше, так как прямая передача получается без дополнительного планетарного ряда блокировкой существующих рядов $p = m_n$. В ПКП с тремя степенями свободы для включения каждой передачи накладываются две временные связи путем попарного включения фрикционов и тормозов. Общее число передач при этом получается не более числа сочетаний из общего числа фрикционных устройств по два, включаемых на каждой передаче, т.е. $m_n + 1 \leq C^2_{Z_{ф.у.}}$. При трех управляемых фрикционных элементах нельзя получить более трех передач, при четырех – не более шести и при пяти – не более десяти передач. Для ПКП с четырьмя степенями свободы зависимость числа передач от числа фрикционных устройств будет иной $m_n + 1 \leq C^3_{Z_{ф.у.}}$. Число планетарных рядов в ПКП с тремя и четырьмя степенями свободы зависит от числа фрикционных устройств и совершенства синтезированной схемы; для одинакового числа ступеней оно обычно намного меньше, чем в ПКП с двумя степенями свободы.

Для наиболее распространенного в танковых трансмиссиях общего числа передач, равного шести (пять-вперед и одна-назад), наиболее предпочтительны ПКП с тремя степенями свободы, имеющие минимальное число управляемых фрикционных устройств $Z_{ф.у.} = 4$ и меньшее число планетарных рядов.

При одинаковом общем числе передач, равном шести, ПКП с тремя степенями свободы оказывается гораздо проще коробки передач с двумя степенями свободы: имеет только четыре фрикционных устройства вместо шести и только три планетарных ряда вместо пяти. Недостатками ПКП с тремя степенями свободы следует признать усложнение гидросервопривода управления, предназначенного для попарного включения фрикционных устройств и, главное, исключительную трудность составления кинематической схемы с допустимым искажением заданных передаточных чисел при минимально необходимом числе планетарных рядов и фрикционных устройств. Планетарные конструкции с двумя степенями свободы целесообразно применять в качестве планетарных редукторов на две-четыре передачи.

По типу используемых трехзвенных планетарных передач различают:

- ПКП только с эпициклическими планетарными рядами;
- ПКП с эпициклическими планетарными рядами и ПКП с эпициклическими и присоединенными планетарными рядами внешнего или внутреннего зацепления.

Трехзвенные эпициклические планетарные ряды с полюсами внешнего и внутреннего зацепления, наиболее распространенные в танковых конструкциях коробок передач, сравнительно просты, компактны, имеют высокий КПД (0,96) в относительном движении, предопределяющий высокий КПД всей коробки передач в целом и обладают широким диапазоном практического изменения характеристики $5 \geq k \geq 1,5$.

Характеристикой планетарного ряда называется отношение числа зубьев большей центральной шестерни к меньшей.

При необходимости увеличения характеристики более пяти применяют эпициклические ряды с блоком сателлитных шестерен. Путем небольшого усложнения конструкции удастся получить характеристики до 9-10. Для получения малых характеристик используют планетарные ряды внешнего зацепления с двумя солнечными шестернями Z_b и Z_m или внутреннего зацепления с двумя эпициклами Z'_b и Z'_m .

3.3. Сравнительная оценка выполненных конструкций коробок передач

3.3.1. Сравнительная оценка простых коробок передач

3.3.1.1. Двухвальные коробки передач

Двухвальным коробкам передач свойственны следующие преимущества:

- возможность рациональной разбивки передач с выделением первой передачи как замедленной и корректировкой геометрической прогрессии передач рабочего диапазона (от второй до высшей);
- высокий КПД, так как на всех передачах мощность двигателя проходит только через два полюса зацепления шестерен (в коробках с продольным расположением валов даже через один);
- сравнительная простота конструкции (малое число валов, удобство сборки и разборки за счет их размещения в плоскости разъема двух частей картера).

Недостатком двухвальных коробок передач является быстрый рост габаритных размеров поперечного сечения картера при увеличении диапазона.

Этим объясняется применение двухвальных коробок передач лишь при диапазонах не более семи ($dk < 7$) в основном на машинах с двухступенчатыми планетарными механизмами поворота.

В качестве примера реализации двухвальной схемы с коническим входным редуктором рассмотрим конструкцию коробки передач боевой машины пехоты.

Коробка передач боевой машины пехоты БМП-2 (рис. 15)- двухвальная, с поперечным расположением валов, пятиступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с двумя конусными синхронизаторами для облегчения включения второй-пятой передач.

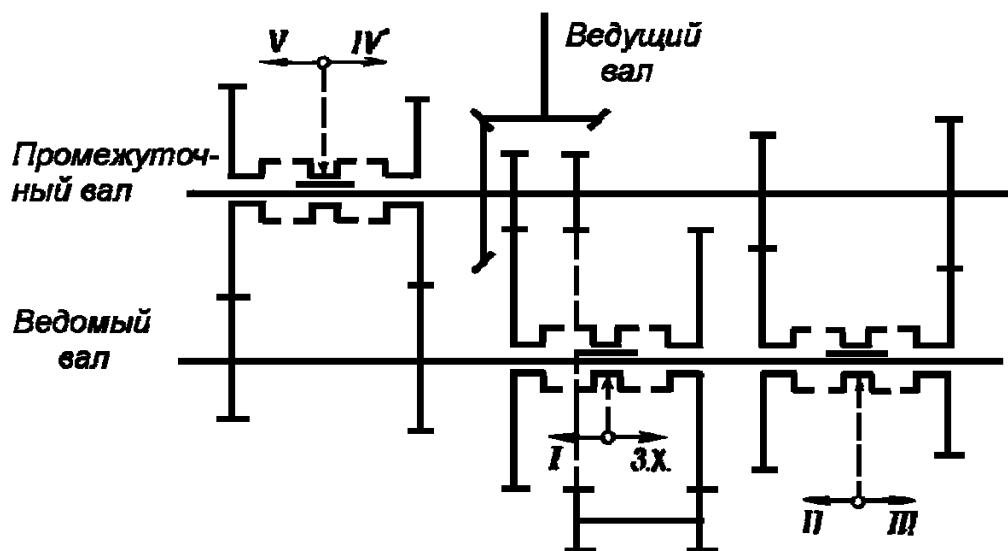


Рис. 15. Кинематическая схема коробки передач БМП-2

Картер изготовлен из алюминиевого сплава и состоит из двух половин. Плоскость разъема проходит по осям валов коробки передач. В задней части картер крепится к фланцу двигателя, в передней – устанавливается на двух бугелях корпуса машины.

Ведущий вал установлен на роликоподшипнике и двух шарикоподшипниках. Промежуточный вал полый. Ведущая шестерня первой передачи и передачи заднего хода изготовлена за одно целое с валом. Ведущие шестерни четвертой и пятой передач установлены на игольчатых подшипниках. Остальные шестерни, а также механизм переключения 4-5 передач жестко закреплены на шлицах промежуточного вала. В средней опоре промежуточного вала использован двухрядный сферический самоустанавливающийся роликоподшипник, допускающий некоторый перекос внутреннего кольца относительно наружного и способный воспринимать значительные радиальные, но небольшие осевые нагрузки. Правая опора промежуточного вала выполнена так, что обеспечивает регулировку зацепления в конической паре. Масло для смазки опор шестерен подается во внутреннюю полость промежуточного вала по рубке.

Ведомый вал также полый. По нему подается смазка к опорам шестерен и в механизмы поворота. Ведомые шестерни 4 и 5 передач, а также механизмы переключения жестко установлены на шлицах вала. Остальные шестерни – на игольчатых подшипниках. На концах вала закреплены эпициклы планетарных рядов механизма поворота.

Шарикоподшипники средней опоры удерживают вал от осевых смещений. Через обойму средней опоры подается смазка во внутреннюю полость ведомого вала.

В механизмах переключения (за исключением механизма переключения 1 передачи и передачи заднего хода) применены инерционные синхронизаторы.

3.3.1.2. Трехвальные коробки передач

Они по структуре кинематических схем дополнительно делятся на:

- обычные;
- компактной структуры;
- соосные (с расположением ведущего и ведомого валов на одной оси);
- коробки с последовательным редуцированием.

Обычная трехвальная коробка передач (рис. 14) имеет три основных вала: промежуточный, дополнительный и ведомый со сменными шестернями, определяющими диапазон коробки передач. Шестерни дополнительного вала и специальная промежуточная шестерня z используются для получения первой ступени с большим передаточным числом без чрезмерного увеличения больших шестерен промежуточного и ведомого валов, как в двухвальных коробках передач. На дополнительном валу обычно крепится и шестерня передачи заднего хода.

Компактная структура трехвальной коробки передач отличается от рассмотренной тем, что роль специальной промежуточной шестерни здесь выполняет свободно сидящая на промежуточном валу шестерня второй передачи. Число шестерен коробки сокращается на единицу, отпадает необходимость в неподвижной оси и подшипниках промежуточной шестерни. Недостаток состоит в более сложном подборе взаимосвязанных чисел зубьев шестерен первой, второй передач и передачи заднего хода.

Трехвальные коробки передач с соосным расположением ведущего и ведомого валов имеют прямую передачу с КПД, равным единице, и пониженный по сравнению с тракторными, КПД на остальных ступенях. Они широко применяются в автомобилях, но не получили распространения в современных танках ввиду большого разнообразия сопротивлений, встречаемых танком. Кроме того, конструкция автомобильных коробок значительно усложняется при поперечном размещении валов, характерном для танков.

Схема трехвальной коробки передач с последовательным редуцированием (рис. 16) состоит из последовательно соединенных двухступенчатого редуктора и двухвальной коробки передач на четыре ступени вперед и передачу заднего хода. На замедленной передаче редуктора получают первые четыре ступени (I, II, III и IV); на ускоренной передаче редуктора - остальные ступени (V, VI, VII). Коробка передач танков ИС-3, выполненная по этой схеме, оказывается очень компактной даже при большом диапазоне $d_k=10$ и большом числе передач $m_n=8$, обеспечивает

танку две передачи заднего хода; за счет поперечного расположения основных валов хорошо компануется с механизмом поворота танка.

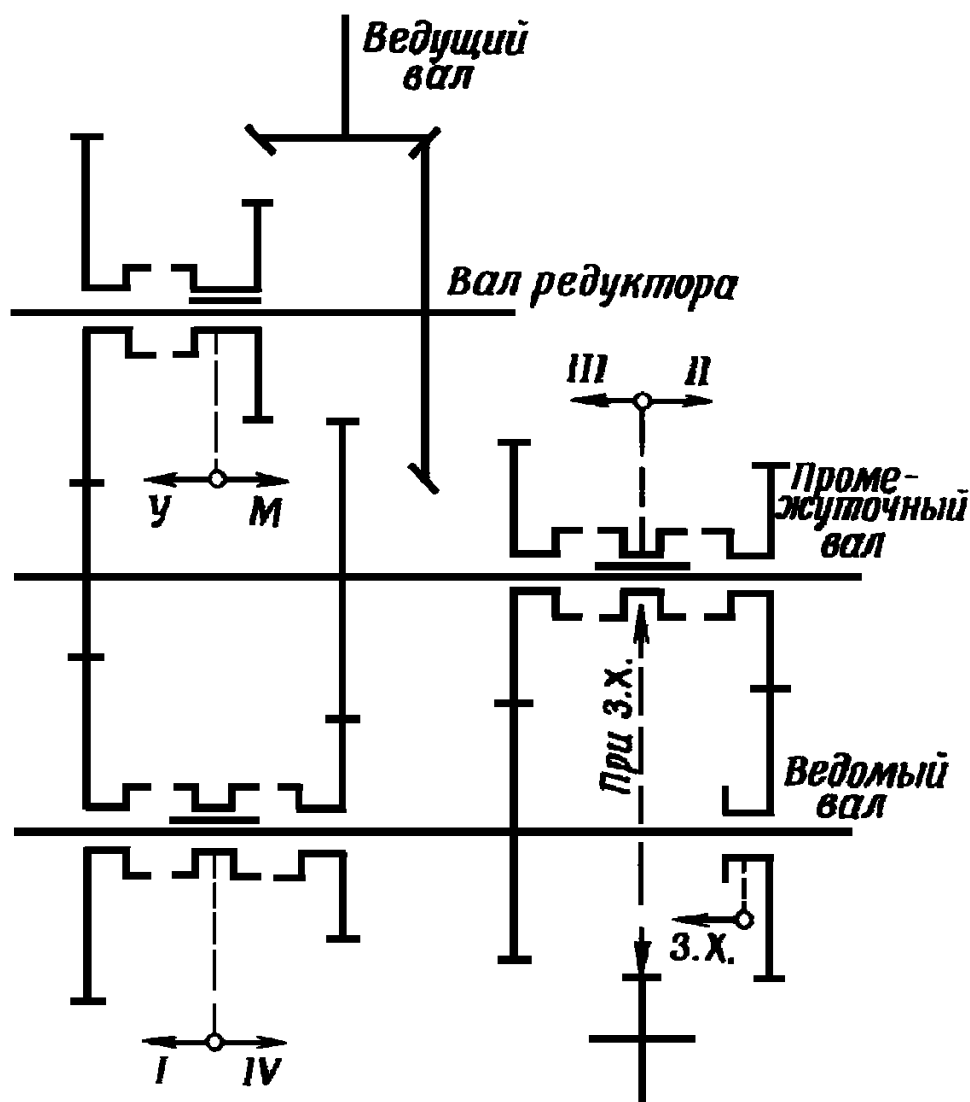


Рис. 16. Кинематическая схема трехвальной коробки передач с демультпликатором

В конструктивном отношении она сравнительно проста: имеет малое число шестерен и короткие валы, жесткость которых может обеспечиваться без промежуточных (третьих) опор в картере. Принципиальный недостаток состоит в невозможности рациональной разбивки передач.

3.3.1.3. Безвальные коробки передач

Они называются так потому, что все шестерни этих коробок устанавливаются на индивидуальных подшипниках в соосных расточках картера, а валы отсутствуют. Расточки в картере выполняются так, что половина всех шестерен имеет общую геометрическую ось (например, верхнюю), а вторая половина - вторую ось (нижнюю). Шестерни нижней оси находятся в постоянном зацеплении с шестернями верхней оси. Соседние

шестерни одной оси могут соединяться друг с другом посредством муфт с торцевыми зубьями, создавая множество вариантов работы шестерен безвальной коробки передач.

По взаимному положению ведущей и ведомой шестерен безвальные коробки передач дополнительно делятся на:

- соосные, когда обе эти шестерни находятся на одной оси;
- несоосные, когда оси шестерен смещены относительно друг друга.

Соосная безвальная коробка передач (рис. 17) немецкого танка Т-III, подобно коробке автомобильного типа, имеет одну прямую передачу с КПД, равным единице, но пониженный КПД на всех остальных передачах, где мощность последовательно передается двумя или четырьмя полюсами зацепления шестерен. Такая коробка передач менее пригодна для танков по тем же соображениям, что и коробки передач автомобильного типа.

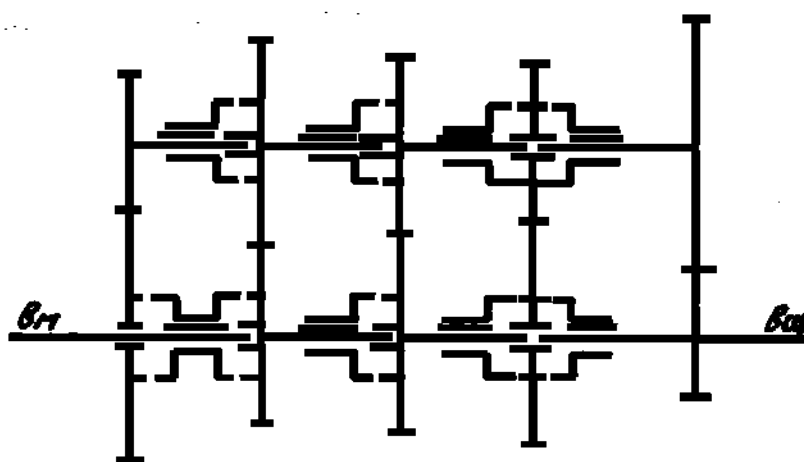


Рис. 17. Схема соосной безвальной коробки передач

Несоосная безвальная коробка передач (рис. 18) немецкого танка Т-VI имеет высокий КПД на половине ступеней, когда мощность передается одним полюсом зацепления, и пониженный КПД на второй половине ступеней, где мощность последовательно проходит через три полюса зацепления.

Существенные недостатки безвальных коробок передач заключаются в:

- невозможности рациональной разбивки ступеней коробки передач;
- крайней сложности механизма полуавтоматического управления такой безвальной коробкой передач;
- в пониженном КПД на половине передач, включая хотя бы одну ходовую высшую ступень.

Второй недостаток исключается при переходе к безвальным коробкам передач с фрикционным переключением ступеней.

При проектировании новых и модернизации существующих танков выбор типа коробки передач в первую очередь зависит от необходимого диапазона изменения ее передаточных чисел, а также в большой мере определяется компоновочными соображениями. При диапазоне менее семи

возможно применение наиболее простых и надежных двухвальных коробок передач.

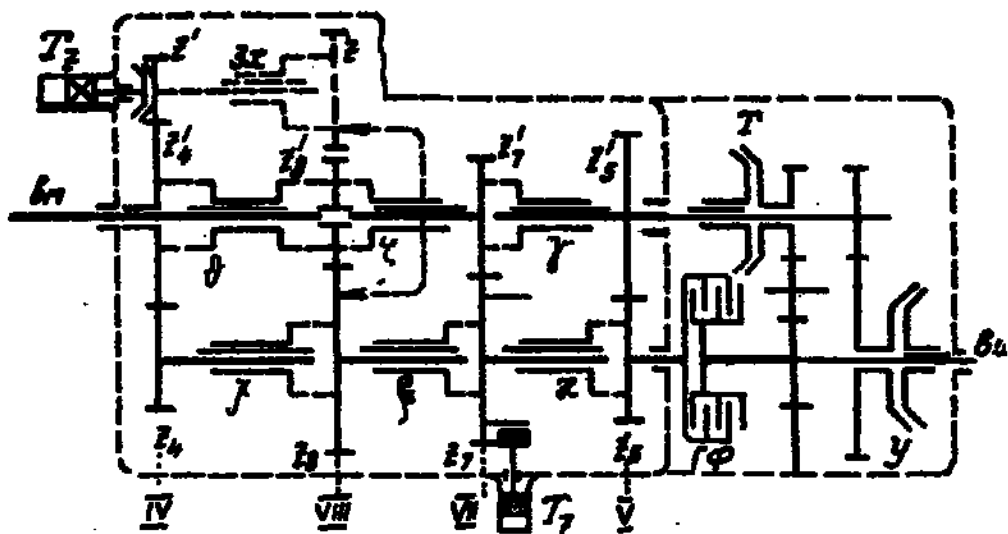


Рис. 18. Схема несоосной безвальнй коробки передач

Если требуется большой диапазон при ограниченном числе передач переднего (пять-семь) и заднего (одна) ходов, целесообразно применить трехвальную компактную схему. Преимущества безвальных коробок передач проявляются при широком диапазоне и большом числе передач для движения танка передним и задним ходом.

3.3.2. Планетарные коробки передач

3.3.2.1. Кинематика эпициклического планетарного ряда

Эпициклический планетарный ряд состоит из трех основных звеньев: солнечной шестерни, водила с сателлитами и эпицикла. Эти звенья называют еще центральными звеньями.

В центральной части ряда расположена солнечная шестерня, вокруг нее - находящиеся в постоянном зацеплении с ней сателлиты, число которых может быть различным (чаще всего четыре или три). Сателлиты установлены с помощью подшипников на осях, закрепленных в водиле, и охватываются снаружи эпициклом - колесом с внутренними зубьями, находящимися в постоянном зацеплении с сателлитами.

Работу планетарного ряда рассмотрим на частном примере.

Допустим, что солнечная шестерня соединена с ведущим валом, водило - с ведомым, а эпицикл свободен (то есть может свободно вращаться). Если при этих условиях вращать солнечную шестерню, то водило вращаться не будет, поскольку к нему приложена нагрузка со стороны ведомого вала. Вращение будет передаваться через сателлиты на свободный эпицикл. Чтобы планетарный ряд приводил во вращение водило,

необходимо сообщить эпициклу принудительное вращение или затормозить его.

В последнем случае солнечная шестерня, вращаясь, заставит сателлиты обкатываться по остановленному эпициклу и через оси увлекать водило.

Для передачи мощности через планетарный ряд необходимо, чтобы в нем не было свободного звена. При соблюдении этого условия возможны четыре случая работы планетарного ряда:

а) чаще других в танковых механизмах встречается случай, когда одно из звеньев планетарного ряда является ведущим, второе - ведомым, а третье - тормозным;

б) два звена являются ведущими, а третье – ведомым (суммирующий планетарный ряд);

в) одно звено ряда – ведущее, а два других – ведомые (дифференциальный планетарный ряд);

г) с помощью планетарного ряда можно передавать мощность, если его заблокировать; тогда все звенья будут вращаться как одно целое.

Планетарный ряд не может передавать мощность, если хотя бы одно звено ряда свободно. В этом случае при вращении ведущего звена ведомое будет неподвижно, а свободное звено будет вращаться вхолостую.

Чтобы разобраться с механизмом формирования различных передаточных чисел одним или несколькими планетарными рядами, необходимо вспомнить уравнение кинематики планетарного ряда:

$$n = n_0 (1 + k) - k n',$$

где n - частота вращения солнечной шестерни;

n_0 - частота вращения водила с сателлитами;

n' - частота вращения эпициклической шестерни;

k - характеристика планетарного ряда.

При этом необходимо учитывать, что передаточное число есть отношение частоты вращения ведущего звена к частоте вращения ведомого звена.

Кинематические свойства эпициклического планетарного ряда:

1. Для получения понижающей передачи ведомым звеном должно быть водило.

2. При ведущем водиле передача работает как повышающая.

3. При остановленном водиле ведомый вал вращается в сторону, противоположную ведущему валу, что может быть использовано для получения заднего хода.

4. Блокировка любых двух звеньев одного ряда обеспечивает прямую передачу.

5. При наличии хотя бы одного свободного звена планетарный ряд не может передавать мощность и при вращении ведущего звена будет работать вхолостую.

Изложенные кинематические свойства планетарного ряда свидетельствуют о широких возможностях планетарных передач.

Но эпициклические планетарные ряды не могут обеспечить весь диапазон передаточных чисел, необходимых для формирования различных передач. В этом случае используются другие типы планетарных рядов.

Наряду с эпициклическими планетарными рядами в танковых трансмиссиях находят применение планетарные ряды с внешним зацеплением.

Такой планетарный ряд так же, как и эпициклический, состоит из трех звеньев:

- солнечной шестерни;
- водила с блоками сателлитов;
- второй солнечной шестерни (вместо эпицикла).

Так как здесь тоже три звена, то можно получить те же варианты работы, что и для эпициклического ряда.

Иногда применяют планетарный ряд с внешним зацеплением и дополнительными шестернями между солнечной шестерней и одними из сателлитов блока.

При синтезе планетарных коробок передач для их компактности часто присоединяют неполные планетарные ряды к другим планетарным рядам, чаще всего планетарные ряды с внешним зацеплением к эпициклическим рядам.

3.4. Анализ схем выполненных конструкций планетарных коробок передач

3.4.1. Планетарный редуктор танка «Леопард»

Выполнен с двумя степенями свободы. Состоит из трех эпициклических планетарных рядов и четырех управляемых фрикционных устройств: трех дисковых тормозов и блокировочного фрикциона. Солнечные шестерни всех трех рядов закреплены на пустотелом ведущем валу. Три эпицикла соединены с внутренними подвижными барабанами дисковых тормозов. Водило третьего планетарного ряда связано с эпициклом второго ряда и с наружным барабаном блокировочного фрикциона, его внутренний барабан закреплен на ведущем валу. Водило второго ряда соединено с эпициклом первого, а водило первого – с центральным ведомым валом редуктора.

В нейтральном положении все четыре фрикционных устройства выключены, редуктор имеет две степени свободы и крутящий момент не может передаваться от ведущего вала к ведомому. В планетарных конструкциях с двумя степенями свободы для получения передачи необходимо наложить одну временную связь. На первой передаче связь накладывается включением первого тормоза. Сжатие его дисков вызывает остановку внутреннего барабана и связанного с ним эпицикла. Солнечная шестерня заставляет сателлиты обкатываться по зубьям неподвижного

эпицикла, что вызывает замедленное вращение водила и связанного с ним ведомого вала. Второй и третий планетарные ряды при этом вращаются холостую, так как их эпициклы при невключенных втором и третьем тормозах оказываются свободными звеньями, не соединенными с другими нагруженными элементами. Для перехода на вторую передачу выключается первый тормоз и включается второй. Нагруженными оказываются второй и первый ряды, а третий продолжает оставаться холостым. Второй ряд работает так, как первый работал на первой передаче. Первый ряд работает теперь без заторможенного элемента; в нем солнечная шестерня и эпицикл, вращаясь с разными скоростями в одном направлении, являются ведущими звеньями, а водило – ведомым. На третьей передаче при включении третьего тормоза нагружены все три ряда, причем в двух рядах (первом и втором) отсутствуют заторможенные элементы. При включении блокировочного фрикциона на четвертой передаче редуктор блокируется и все его детали, включая ведомый вал, вращаются с одинаковой скоростью, равной скорости ведущего вала. Нагруженными будут только второй и первый планетарные ряды, а третий из-за свободного эпицикла участвовать в передаче крутящего момента не будет. Реверс, включенный между гидродинамической передачей и редуктором, изменяет направление вращения ведущего вала редуктора и танк поэтому может иметь по четыре передачи для движения передним и задним ходом.

3.4.2. Коробка передач танка Т-72Б

Планетарная коробка передач Т-72Б (рис. 19) с тремя степенями свободы состоит из ведущего и ведомого валов, расположенных соосно, четырех планетарных рядов с двумя блокировочными фрикционами и четырьмя дисковыми тормозами.

Фрикционы и тормоза размещаются в общем картере (корпусе) с планетарными рядами, работают в масле и имеют гидравлическое включение. От ведущего вала осуществлен привод к масляным насосам.

Первый планетарный ряд открытый, т.е. только с полюсами внешнего зацепления. В нем применяются двойные взаимосвязанные сателлиты, установленные на пальцах общего водила и находящиеся в постоянном зацеплении один с другим и большой и малой солнечными шестернями. Большая солнечная шестерня связана с ведущим валом коробки передач. С ней находятся в постоянном зацеплении широкие сателлиты, которые находятся в зацеплении с промежуточными сателлитами, а последние уже связаны с малой солнечной шестерней. Именно эта солнечная шестерня, выполняющая роль эпицикла первого ряда, может быть свободной, тормозиться тормозом T_1 либо блокироваться с эпициклом второго ряда посредством фрикциона Φ_2 , т.е. она является управляемым элементом первого планетарного ряда.

Второй планетарный ряд эпициклический. Для него используются большая солнечная шестерня и сателлиты из первого планетарного ряда, и

только эпициклическая шестерня своя. Именно эта эпициклическая шестерня является его управляемым элементом, так как она связана с тормозом T_6 и фрикционом Φ_2 .

Третий планетарный ряд также эпициклический. Зубья его солнечной шестерни выполнены на ведущем валу. Сателлиты установлены на пальцах общего водила. Управляемыми элементами могут быть либо водило, либо эпициклическая шестерня. Водило может тормозиться тормозом T_5 , а эпициклическую шестерню можно блокировать фрикционом Φ_3 с солнечной шестерней четвертого ряда или останавливать тормозом T_4 .

Четвертый планетарный ряд также эпициклический. На его водиле, связанном с ведомым валом коробки передач установлены на пальцах четыре сателлита. Эпициклическая шестерня жестко соединена с общим водилом. Солнечная шестерня четвертого ряда является управляемым элементом. Она может останавливаться тормозом T_4 или же блокироваться фрикционом Φ_3 с эпициклической шестерней третьего планетарного ряда.

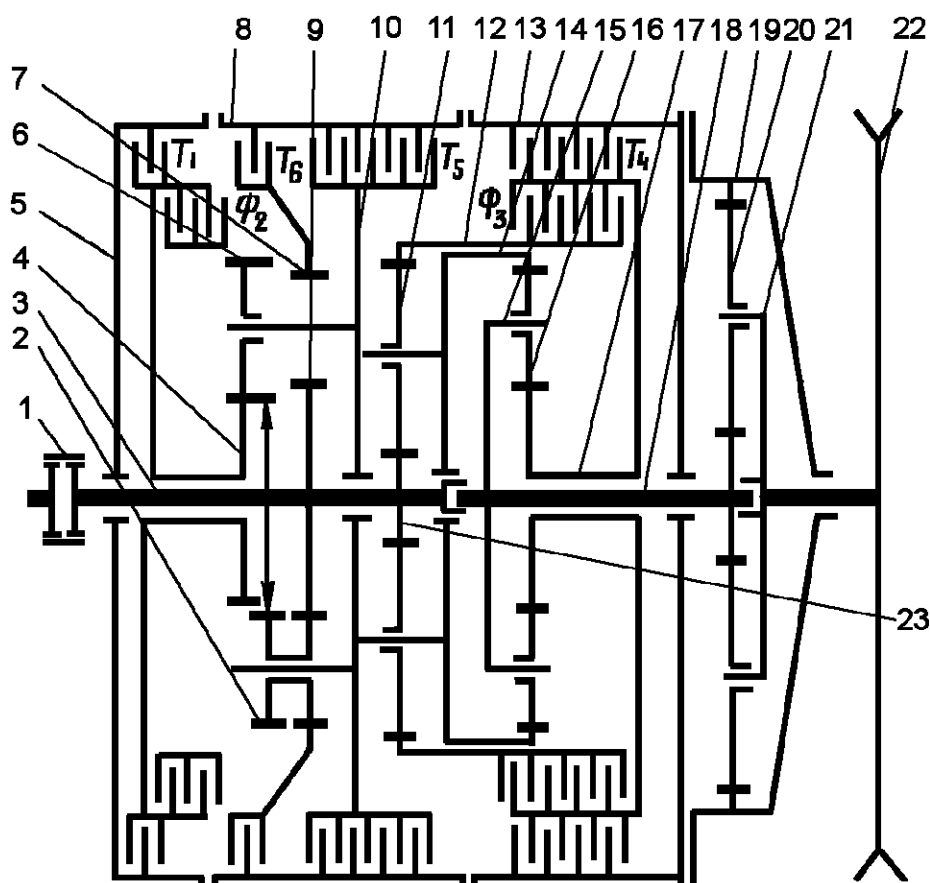


Рис. 19. Кинематическая схема трансмиссии танка Т-72Б:

1 – зубчатая муфта; 2 – широкий сателлит 1 и 2 планетарных рядов); 3 – ведущий вал; 4 – малая солнечная шестерня 1 ряда; 5 – внутренняя крышка корпуса; 6 – промежуточный сателлит 1 ряда; 7 – эпициклическая шестерня 2 ряда; 8 – барабан корпуса; 9 – солнечная шестерня 1 и 2 рядов; 10 – большое водило; 11 – сателлит 3 ряда; 12 – эпициклическая шестерня 3 ряда; 13 – наружная крышка корпуса; 14 – эпициклическая шестерня 4 ряда;

15 – водило 4 ряда; 16 – сателлит 4 ряда; 17 – солнечная шестерня 4 ряда; 18 – ведомый вал; 19 – крышка (корпус) бортовой передачи с эпициклической шестерней; 20 – сателлит БП; 21 – водило БП; 22 – ведущее колесо; 23 – сателлит 3 ряда.

Все фрикционы и тормоза дисковые, работающие в масле, гидравлического включения, а к тормозам T_4 и T_5 , кроме того, имеется механический привод, так как они используются для торможения танка. Для чистого выключения фрикционов и тормозов предусмотрена принудительная раздвижка нажимных дисков.

4. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

4.1. Основы теории поворота гусеничной машины

Процесс поворота гусеничной машины в корне отличен от ее прямолинейного движения. При повороте не только деформируется грунт от перекатывания машины, но происходит также и поперечное смещение опорных поверхностей. Основная доля мощности двигателя, как правило, затрачивается на преодоление именно поперечных сил сопротивления, создающих момент сопротивления повороту. Для поворота машины необходимо, чтобы выполнялись следующие условия:

- гусеницы машины должны иметь разные скорости;
- для преодоления момента сопротивления необходимо создать поворачивающий момент за счет сил тяги и торможения на гусеницах. При этом на гусенице, перемещающейся с большей скоростью (называемой забегающей), должна создаваться сила тяги, а гусеница, движущаяся с меньшей скоростью (отстающая), в большинстве случаев должна подтормаживаться.

На рис. 20 показаны опорные поверхности гусениц в процессе поворота с нанесенными соответствующими кинематическими величинами:

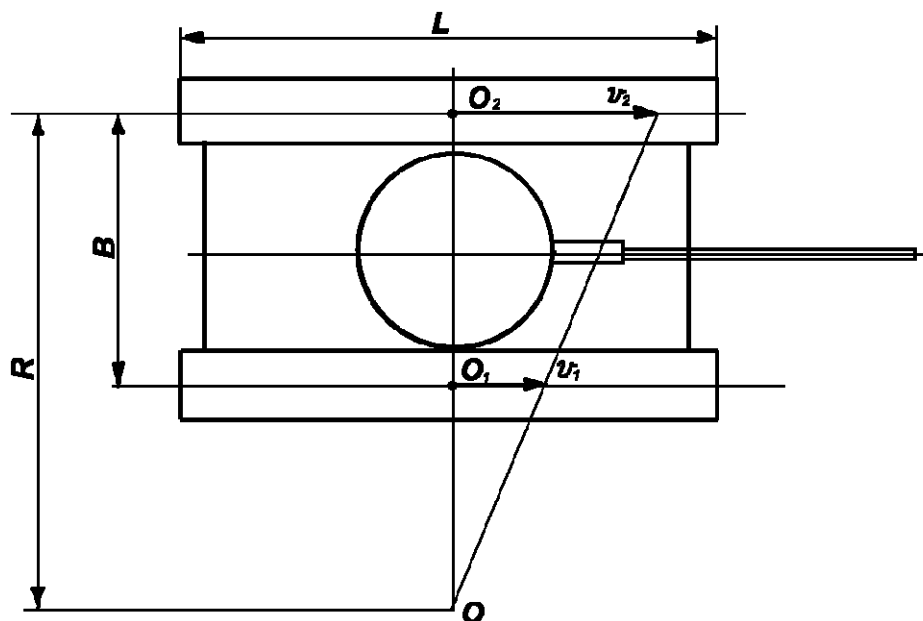


Рис. 20. Кинематика поворота гусеничной машины

O - центр поворота танка – точка пересечения оси, вокруг которой происходит поворот машины, с поверхностью движения;

R - теоретический радиус поворота, расстояние от центра поворота до оси забегающей гусеницы;

B - ширина колеи машины, расстояние между продольными осями симметрии опорных поверхностей гусениц;

L - длина опорных поверхностей гусениц машины;

V_2 - переносная скорость геометрического центра забегающей гусеницы или теоретическая скорость этой гусеницы, м/с;

V_1 - то же для отстающей гусеницы, м/с;

O_2 и O_1 - центры симметрии опорных поверхностей забегающей и отстающей гусениц.

4.2. Требования, предъявляемые к механизмам поворота

Поворот различных колесных машин обычно достигается поворотом управляемых колес. Некоторые легкие гусеничные машины поворачиваются за счет изменения формы гусеничного движителя в плане. В сочлененных гусеничных машинах для поворота изменяют взаимное положение их секций. Эти способы неприемлемы для современных основных танков из-за чрезмерного усложнения гусеничного движителя и невозможности крутых поворотов вокруг центра опорной площади машины или хотя бы вокруг центра опорной ветви отстающей гусеницы. Для поворота танка необходимо частично или полностью затормозить отстающую гусеницу, а для преодоления большого сопротивления повороту танка увеличить силу тяги забегающей гусеницы.

Эти задачи выполняет специальный агрегат трансмиссии гусеничных машин - механизм поворота. Он служит для принудительного изменения скоростей гусениц за счет создания различных по величине и направлению сил забегающей и отстающей гусениц.

Механизмы поворота должны удовлетворять следующим требованиям:

А. Обеспечение хорошей управляемости машине

В соответствии с воздействием водителя на орган управления радиус поворота должен плавно изменяться от бесконечности до ширины колеи (желательно до половины ширины колеи). При неизменном положении органа управления радиус поворота должен оставаться постоянным даже при изменяющемся сопротивлении повороту. Для выполнения этого требования:

1) Применяют механизмы поворота с плавным регулированием расчетного радиуса поворота с помощью непрерывных (бесступенчатых) гидрообъемных или фрикционных передач.

2) В механизмах поворота со ступенчатыми шестеренчатыми передачами предусматривают несколько расчетных радиусов, величину которых назначают близкой к наиболее употребляемым радиусам поворота машины в эксплуатации.

3) Для плавного регулирования текущих радиусов поворота предпочитают фрикционные устройства механизма поворота с небольшим серводействием, работающие в масле, со стабильным коэффициентом трения и хорошим теплоотводом.

4) Во всем диапазоне текущие радиусы стремятся регулировать изменением пробуксовки лишь одного фрикционного элемента.

5) Управляемость машины зависит от схемы и конструкции привода управления механизмом поворота.

Б. Высокая экономичность механизма поворота

Высокая экономичность механизма поворота, повышающая средние скорости движения танка и долговечность его фрикционных устройств: потери мощности двигателя в буксирующих фрикционных элементах должны быть минимальны, а КПД кинематических цепей механизма максимальным.

Этому требованию в значительной мере удовлетворяют гидрообъемные механизмы поворота, работающие вообще без тормозных потерь и при условии высокого КПД гидрообъемной передачи повышающие средние скорости движения машины.

Выполнению требования экономичности обычными фрикционно-шестеренчатыми механизмами поворота способствуют:

1) Выбор схем с рекуперацией (передачей мощности с отстающей гусеницы к забегающей).

2) Увеличение числа расчетных радиусов и назначение их величин близкими к наиболее употребляемым радиусам поворота машины в эксплуатации.

3) Применение двухпоточных механизмов передач и поворота с переменными расчетными радиусами, возрастающими с переходом на высшие ступени коробки передач.

4) Использование механизмов поворота с двумя степенями свободы, создающих необходимые для поворота силы тяги и торможения без помощи тормозов, а за счет разложения сил в планетарном ряду.

5) Выбор кинематических схем механизмов поворота с минимальным числом шестерен, особенно конических, находящихся под большой нагрузкой, и без циркулирующих потоков мощности.

В. Высокие тяговые качества механизма поворота

Для преодоления машиной резко возрастающего сопротивления движению при входе в поворот механизм должен за счет снижения скорости движения машины автоматически увеличивать силу тяги забегающей гусеницы и создавать большую силу торможения отстающей гусеницы.

Выполнение этого требования зависит главным образом от выбора типа механизма поворота, связанного, кроме того, и с конструкцией коробки передач.

1) Для механическим неавтоматизированных коробок передач, переключение которых во время поворота затруднительно, целесообразно применять механизмы с высокими тяговыми качествами, снижающие скорость движения машины в повороте за счет увеличения силового передаточного числа от двигателя к отстающей или обеим гусеницам.

2) В машинах с автоматическими, например гидромеханическими, коробками передач это требование будет выполняться автоматической гидродинамической передачей и к механизму поворота оно уже не предъявляется.

3) Повышенными тяговыми качествами обладают механизмы поворота с замедленной ступенью, включаемой водителем при прямолинейном движении или на забегающей стороне при повороте машины.

Г. Устойчивость прямолинейного движения машины

Устойчивость прямолинейного движения машины независимо от соотношения сопротивлений под ее гусеницами.

Выполнение этого требования особенно важно для успешного преодоления машиной различных естественных (крен, косогор) и искусственных (колейный мост, проход в минном поле) препятствий.

1) Оно выполняется механизмами поворота, обеспечивающими жесткую кинематическую связь гусениц при прямолинейном движении.

2) Большинство дифференциальных механизмов поворота при прямолинейном движении имеют две степени свободы и для обеспечения устойчивости нуждаются в дополнительных блокировочных устройствах.

Д. Легкость и простота управления машиной

Зависят главным образом от схемы и конструкции привода управления. От механизма поворота в этой связи требуется минимальное число управляемых фрикционных устройств, их наименьшие расчетные моменты и наивысшая степень серводействия. Наличие в механизме поворота замедленной ступени значительно упрощает управление машиной.

Из общеконструкторских требований следует выделить компактность, высокую надежность работы механизмов поворота и особенно их фрикционных устройств в течение длительного периода эксплуатации. Этому требованию в большой мере удовлетворяют экономичные механизмы поворота с фрикционными устройствами, работающими в масле, имеющими весьма малые износы и более стабильный коэффициент трения.

4.3. Классификация, сравнительная оценка и анализ работы механизмов поворота

Различные механизмы поворота ВГМ и двухпоточные механизмы передач и поворота (МПП) классифицируются **по положению точки машины, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения** машины при постоянном числе оборотов двигателя и неизменном передаточном числе коробки передач. По этому признаку все механизмы делятся на три типа:

1. К механизмам поворота первого типа относятся такие, в которых скорость прямолинейного движения сохраняет точка, лежащая на продольной оси симметрии в центре машины (рис. 21а). Достигается этот режим поворота за счет увеличения передаточного числа от двигателя к отстающей гусенице и равного уменьшения передаточного числа к забегающей гусенице.

2. Механизмы поворота второго типа (рис. 21б) обеспечивают при повороте неизменную скорость забегающей гусеницы. Достигается это увеличением передаточного числа от двигателя к отстающей гусенице при сохранении постоянным передаточного числа к забегающей.

3. В механизмах поворота третьего типа (рис. 21в) скорость прямолинейного движения сохраняет условная точка, расположенная за забегающей гусеницей машины. Уменьшение скоростей обеих гусениц достигается изменением знака и увеличением силового передаточного числа от двигателя к отстающей гусенице и большим увеличением силового передаточного числа к забегающей гусенице.

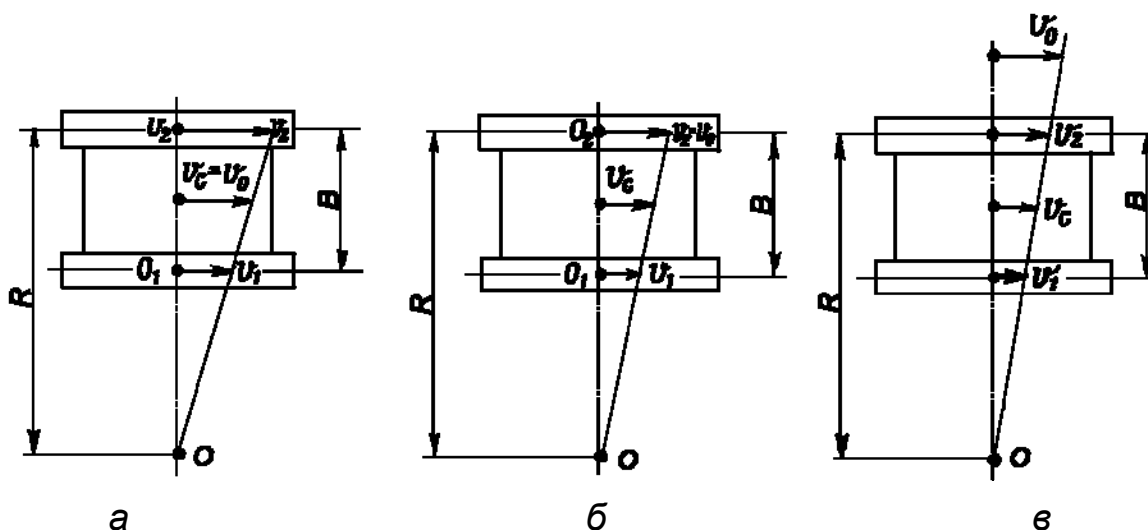


Рис. 21. Планы скоростей механизмов поворота:
 а – I типа; б -II типа; в – III типа

Механизмы поворота первого и второго типов дополнительно подразделяются на:

- простейшие, не обеспечивающие рекуперацию;
- более совершенные механизмы с рекуперацией, т.е. с передачей мощности от отстающей гусеницы к забегающей на некоторых радиусах поворота машины.

По наиболее характерным конструктивным признакам и способам регулирования радиуса поворота механизмы поворота современных машин разделяются на три группы:

- фрикционные;
- фрикционно-шестеренчатые;
- гидрообъемные.

Кроме того, механизмы поворота различаются по числу расчетных радиусов поворота.

Расчетным радиусом поворота R_p называется такой радиус, который кинематически определен передаточным числом механизма поворота и происходит без потерь на трение во фрикционах и тормозах, а также не зависит от внешних условий движения и скоростного режима двигателя.

По числу и величине расчетных радиусов механизмы поворота машины различают:

1) Механизмы поворота с одним первым (равным ширине колеи) расчетным радиусом (бортовые фрикционы, одноступенчатые планетарные механизмы поворота, простые дифференциалы, механизмы поворота третьего типа).

2) Механизмы поворота с одним вторым (большим ширины колеи) расчетным радиусом (двойной дифференциал).

3) Механизмы поворота с двумя постоянными на всех ступенях коробки передач расчетными радиусами поворота (двухступенчатый планетарный

механизм поворота и бортовые коробки передач со ступенями, разбитыми по геометрической прогрессии без заметной ее корректировки).

4) Гидрообъемные механизмы поворота и механизмы передач и поворота с бесконечным числом расчетных радиусов.

С точки зрения предъявляемых требований предпочтительнее механизмы поворота с большим числом расчетных радиусов поворота. Они обеспечивают лучшую управляемость и обычно более экономичны. Недостаток состоит в повышенной сложности.

Наиболее простыми являются фрикционные механизмы поворота, единственным реальным представителем которых является бортовой фрикцион. К фрикционно-шестеренчатым механизмам поворота относят простой и двойной дифференциалы, одноступенчатый и двухступенчатый ПМП, бортовые коробки передач и механизмы поворота третьего типа. Во всех этих механизмах величина радиуса поворота регулируется путем изменения степени пробуксовки тормоза или фрикциона, что приводит к непроизводительным затратам (потерям) мощности двигателя, нагреву и износу фрикционных устройств.

Гидрообъемные механизмы поворота используются в двухпоточных трансмиссиях шведского танка STRV-103, швейцарского Pz61, западногерманской БМП "Мардер" и ряде машин на ее базе.

Схема гидрообъемного механизма для однопоточной трансмиссии выглядит следующим образом (рис. 22).

Ведомый вал коробки передач через бортовые фрикционы БФ связан с бортовыми передачами БП и двумя шестеренчатыми передачами 1,2 - с роторами двух однотипных осевых гидрообъемных машин с регулируемым литражом. Каждая машина может работать в качестве насоса или мотора (инверсивные машины), гидравлическая связь машин обеспечивается через пазы бобовидной формы в неподвижной перегородке. Прямолинейное движение происходит на включенных бортовых фрикционах БФ при равных по величине и направлению наклонах шайб правой и левой машины.

Для поворота, например, вправо выключается правый фрикцион БФ и постепенно уменьшается наклон левой шайбы при прежнем положении правой шайбы. Правая машина работает как насос, передавая мощность рекуперации к левой машине-мотору. Левая машина как бы служит тормозом, уменьшающим скорость ротора правой машины и правой отстающей гусеницы. Однако тормозные потери, неизбежные на текущих радиусах во фрикционных и фрикционно-шестеренчатых механизмах, здесь отсутствуют. При вертикальном положении левой шайбы ротор правой машины и правая гусеница останавливаются полностью. Танк поворачивается с радиусом V . При наклоне левой шайбы в другую сторону левая машина становится насосом, а правая - гидромотором, ротор которого и правая гусеница начинают движение в обратном направлении. Танк поворачивается с радиусом, меньшим V . Для поворота влево водитель выключает левый БФ и постепенно уменьшает угол наклона правой шайбы.

Остановочный тормоз То служит для торможения танка при прямолинейном движении.

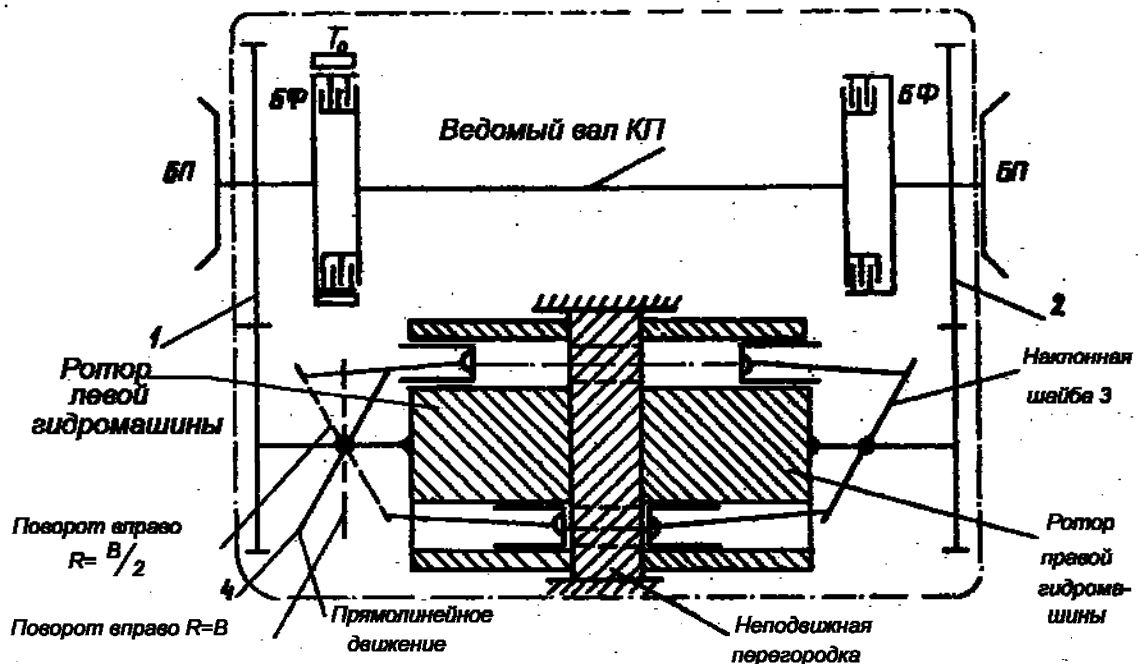


Рис. 22. Гидрообъемный механизм поворота танка (вариант):
 1, 2 – левая и правая шестеренчатые передачи к гидрообъемным машинам;
 3, 4 – наклонные шайбы правой и левой гидрообъемных машин

Такие гидрообъемные механизмы поворота в теории танков называют идеальными: они обеспечивают устойчивый поворот танка с любым радиусом без тормозных потерь. Недостаток их заключается в сложности и дороговизне изготовления гидрообъемных машин, больших размерах и подверженности температурным влияниям. Снижение объемного КПД по мере износа плунжеров и гильз ухудшает экономичность такого гидрообъемного механизма поворота.

4.4. Конструкция механизмов поворота

4.4.1. Анализ конструкций и работы механизмов поворота первого типа

4.4.1.1. Простые цилиндрический и конический дифференциалы

Простейшими безрекуперационными механизмами первого типа являются простые цилиндрические и конические (рис. 23) дифференциалы с остановочными тормозами.

Последний использовался в качестве механизма поворота первых серийных российских танков. Простой дифференциал состоит из коробки сателлитов (водила), установленных в корпусе механизма на подшипниках, и получающей вращение через главную коническую передачу от коробки передач машины. Выходные валы через бортовые передачи связаны с

ведущими колесами гусениц. В расточках коробки цилиндрического дифференциала вращаются три пары взаимно сцепленных цилиндрических сателлитов; один сателлит каждой пары сцеплен с цилиндрической солнечной шестерней левого выходного вала, а второй - с солнечной шестерней правого выходного вала. В расточках коробки сателлитов конического дифференциала, эквивалентного цилиндрическому, вращаются конические сателлиты, каждый из которых сцеплен с коническими солнечными шестернями выходных валов.

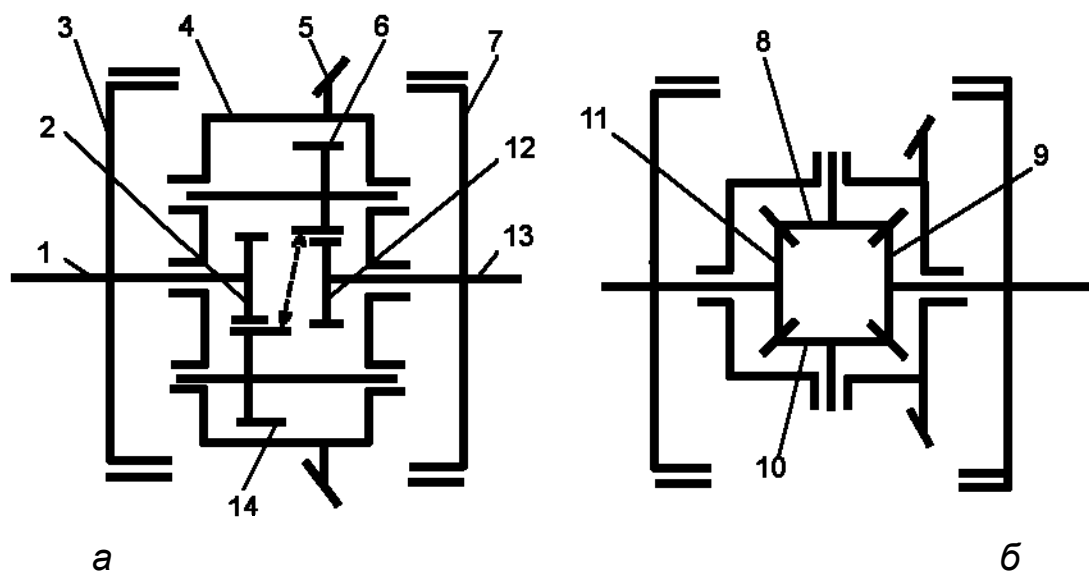


Рис. 23. Механизмы поворота первого типа:

а – простой цилиндрический дифференциал; *б* – простой конический дифференциал; 1, 13 – выходные валы; 2, 9, 11, 12 – солнечные шестерни выходных валов; 3, 7 – левый и правый остановочные тормоза; 4 – коробка сателлитов; 5 – ведомая шестерня главной передачи; 6, 8, 10, 14 – сателлиты

Установленные на выходных валах остановочные тормоза служат для управления поворотом машины.

Прямолинейное движение происходит при отпущенных тормозах. Наличие двух степеней свободы делает это движение неустойчивым: машина самопроизвольно поворачивается в сторону более нагруженной гусеницы. Для поворота, например, вправо частично или полностью включается тормоз отстающего правого выходного вала.

Буксование тормоза под большой силовой нагрузкой приводит к большим тормозным потерям мощности двигателя. При полном включении тормоза отстающая гусеница останавливается, а забегающая в соответствии с уравнением кинематики простого дифференциала свою скорость удваивает. Требуемого увеличения силы тяги забегающей гусеницы за счет снижения ее скорости и увеличения силового передаточного числа к ней при входе в поворот не происходит, поэтому нагрузка на двигатель недопустимо возрастает.

Несмотря на предельную простоту конструкции и возможность поворота танка со всеми радиусами от ширины колеи до бесконечности, простой дифференциал большинству перечисленных требований не удовлетворяет и в качестве механизма поворота на современных машинах не используется, но широко применяется в составе двухпоточных механизмов передач и поворота английских и американских танков.

4.4.1.2. Двойной цилиндрический дифференциал

Двойной цилиндрический дифференциал (рис. 24) представляет собой механизм поворота первого типа с рекуперацией мощности.

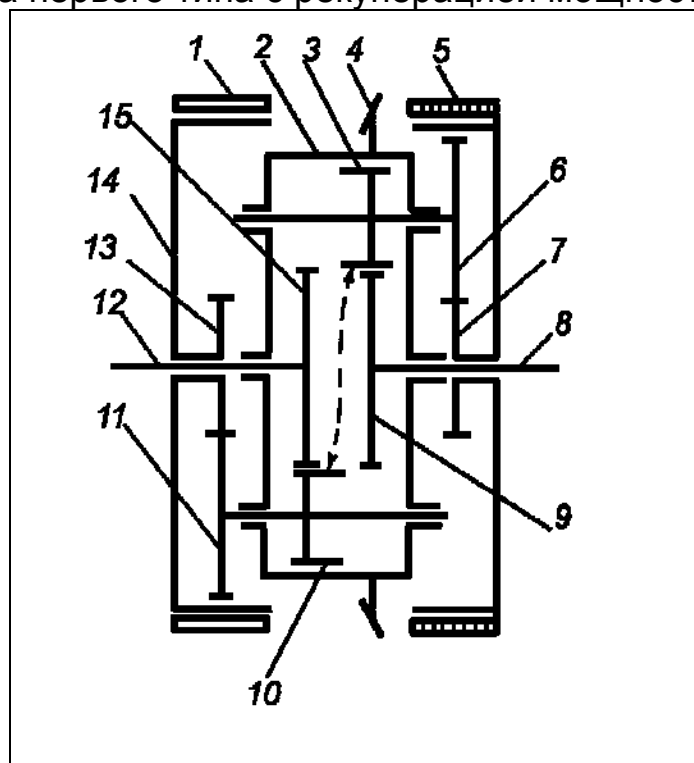


Рис. 24. Двойной цилиндрический дифференциал:

1, 5 – тормоза поворота; 2 – коробка сателлитов; 3, 10 – сателлиты; 4 – ведомая шестерня главной передачи; 6, 11 – наружные шестерни сателлитов; 7, 13 – тормозные солнечные шестерни; 8, 12 – выходные валы; 9, 15 – солнечные шестерни выходных валов; 14 – остановочный тормоз.

Он применялся на среднем артиллерийском тягаче АТС, на американских танках М3Л, М3С, М4А2 ("Шерман"), М26 ("Першинг"), на французских танках АМХ-13 и др.

Коробка сателлитов (водило) получает вращение от коробки передач через главную коническую передачу. Выходные валы через бортовые передачи связаны с ведущими колесами гусениц машины. На бронзовых втулках водила установлены шесть сателлитов. Их удлиненные внутренние шестерни попарно сцепляются друг с другом и с солнечными шестернями выходных валов. Наружные шестерни трех сателлитов сцепляются с

шестерней левого тормоза, а три наружные шестерни - с шестерней правого тормоза.

Прямолинейное движение машины происходит при отпущенных тормозах.

Две степени свободы механизма делают движение машины неустойчивым. Она самопроизвольно поворачивается в сторону более нагруженной гусеницы. При равных сопротивлениях движению левой и правой гусениц они имеют равные скорости, все детали дифференциала вращаются как одно целое со скоростью водила. Для поворота машины постепенно затягивается тормоз поворота отстающей, например, правой стороны вплоть до полной остановки тормозного барабана и его шестерни. Обкатывание наружной шестерни правого сателлита по неподвижной тормозной шестерне вызывает снижение скорости правого вала и гусеницы отстающей стороны. Попарное соединение сателлитов вызывает противоположное направление их равных относительных скоростей. Поэтому скорость забегающей гусеницы увеличится на столько, на сколько уменьшилась скорость отстающей гусеницы, и скорость прямолинейного движения сохранит центр машины. При полной остановке тормозного барабана машина будет поворачиваться по второму расчетному радиусу, большему ширины колеи. Более крутые повороты машины с двойным дифференциалом невозможны, так как остановочные тормоза, установленные на выходных валах, связаны с педалью тормоза и для поворота не используются. Объясняется это тем, что поворот на остановочных тормозах превращает двойной дифференциал в простой со всеми присущими ему недостатками: огромными потребными тормозными моментами и потерями мощности, крайне низкими тяговыми качествами.

Достоинства механизма поворота первого типа – двойного дифференциала - состоят в сравнительно простом конструктивном исполнении и минимальном числе управляемых фрикционных устройств. Регулирование радиуса поворота изменением пробуксовки одного тормоза, обычно работающего в масле, и пропорциональность тормозного момента моменту, поворачивающему машину, улучшают управляемость. Но остальным требованиям этот механизм не удовлетворяет.

Двойной дифференциал не обеспечивает крутых поворотов машины с радиусами, меньшими второго расчетного. Тормозные потери мощности двойного дифференциала больше, чем у двухступенчатого планетарного механизма поворота. Механизмы поворота первого типа характеризуются наиболее низкими тяговыми качествами при повороте и не обеспечивают устойчивости прямолинейного движения. Кроме того, они плохо komponуются в машине при поперечном расположении ведомого вала коробки передач.

4.4.2. Анализ конструкций и работы механизмов поворота второго типа

Конструктивными разновидностями механизмов поворота второго типа являются бортовые фрикционы, одноступенчатые и двухступенчатые

планетарные механизмы поворота (ПМП), а также бортовые коробки передач БКП.

4.4.2.1. Бортовой фрикцион

Бортовые фрикционы применяются на боевой машине десанта БМД-1п, БМД-2 (рис. 25, 26). Бортовой фрикцион предназначен для отключения соответствующего ведущего колеса от грузового вала коробки передач при поворотах машины. Во включенном состоянии они служат для передачи крутящего момента от коробки передач через бортовые редукторы на ведущие колеса.

В состав механизма поворота входят два бортовых фрикциона, установленных между коробкой передач и бортовыми редукторами, и два остановочных тормоза на ведомых барабанах фрикционов.

Достоинства этого простейшего механизма поворота заключаются в возможности крутых поворотов машины вплоть до радиуса, равного ширине колеи; удовлетворительных тяговых качествах; устойчивости прямолинейного движения машины; регулировании радиуса поворота во всем диапазоне изменением пробуксовки одного тормоза; хорошей компануемости в машине с поперечным расположением валов коробки передач.

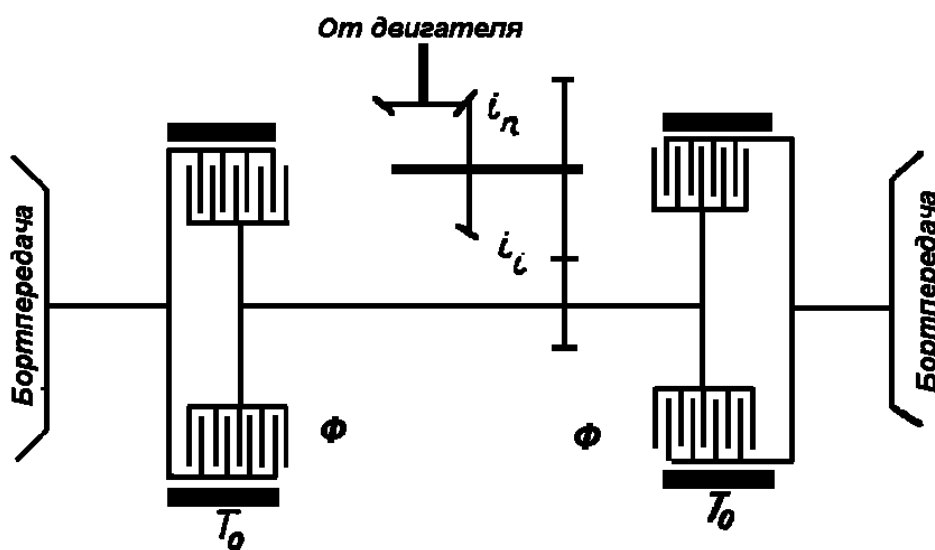


Рис. 25. Кинематическая схема бортового фрикциона

Недостаток состоит в низкой экономичности: вся мощность отстающей гусеницы поглощается буксующим тормозом, подверженным быстрому износу. Большая силовая нагрузка фрикциона и тормоза затрудняет управление тяжелыми машинами. При использовании "сухих" ленточных тормозов с высокой степенью серводействия затрудняется регулирование величины текущих радиусов поворота.

На машинах с высокой удельной мощностью недостатки бортовых фрикционов проявляются в меньшей мере, поэтому не исключено их применение в будущем на более высоком уровне усовершенствования их конструкции.

Бортовые фрикционы представляют собой многодисковые муфты сцепления сухого трения (сталь по стали). Установлены они на концах грузового вала коробки передач.

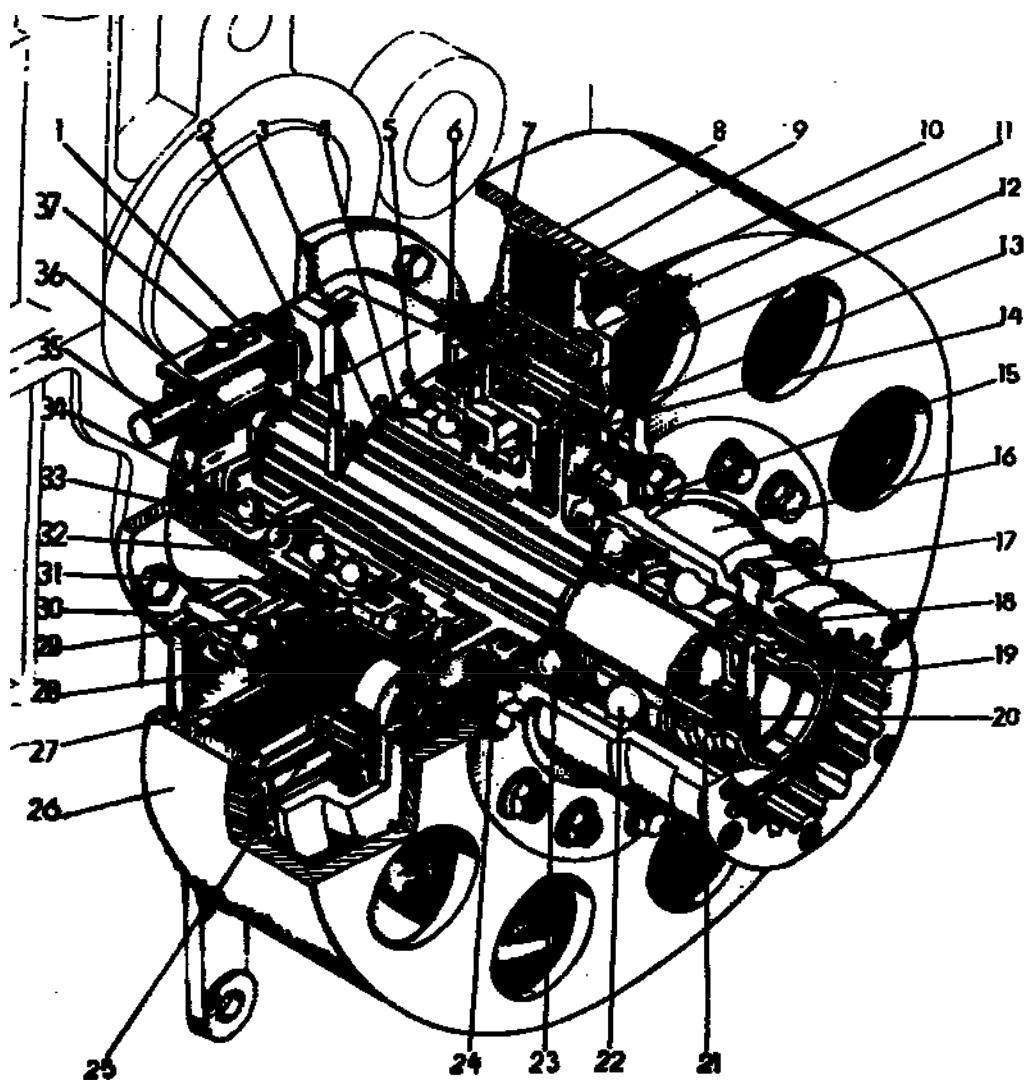


Рис. 26. Бортовой фрикцион боевой машины десантной:

1 - стопорная планка; 2 - поводок; 3 - распорная втулка; 4 - ступица отжимного диска; 5, 6, 22, 23 и 34 - шариковые подшипники; 7 - отжимной диск; 8 - ведомый диск; 9 - ведущий диск; 10 - нажимной диск; 11 - пружина; 12 и 30 - стаканы; 13 - палец; 14 - уплотнительные кольца; 15 - войлочный сальник; 16 - зубчатая муфта; 17 - пробка; 18 - пружинное кольцо; 19 - стопорное кольцо; 20 - стопорная планка; 21 - гайка; 24 и 29 - крышки; 25 - ведущий барабан; 26 - ведомый барабан; 27 - упорное кольцо; 28 - двуплечий рычаг; 31 - манжета; 32 - подвижное кольцо выключения; 33 - неподвижное кольцо выключения; 35 - регулировочный болт; 36 - грузовой вал коробки передач; 37 - стопорный винт

Бортовой фрикцион состоит:

- ведущие части;
- ведомые части;
- механизм выключения.

К ведущим частям фрикциона относятся:

- ведущий (внутренний) барабан;
- упорное кольцо;
- стальные ведущие диски;
- нажимной диск;
- отжимной диск;
- пальцы,
- пружины;
- стаканы.

К ведомым частям фрикциона относятся:

- ведомый (наружный) барабан;
- стальные ведомые диски;
- зубчатая муфта.

Механизм выключения состоит из:

- неподвижного кольца выключения
- трех шариков;
- подвижного кольца выключения с крышкой и поводком;
- двуплечего рычага;
- шариковых подшипников;
- отжимного диска;
- ступицы отжимного диска.

Бортовые фрикционы в сборе с механизмом выключения не взаимозаменяемы из-за отличия механизмов выключения.

При повороте рычага механизма выключения БФ поворачивается подвижное кольцо выключения фрикциона. При этом осевой зазор между шариками и лунками в кольцах выключения выбирается и шарики, перемещаясь по наклонным поверхностям лунок, раздвигают кольца. Вместе с подвижным кольцом перемещается ступица отжимного диска, связанный с ней отжимной диск, и нажимной диск. При этом сжимаются пружины, ведомые детали освобождаются и фрикцион выключается.

4.4.2.2. Одноступенчатый планетарный механизм поворота

Одноступенчатые планетарный механизм поворота (рис. 27), применявшиеся на старых немецких танках, в основном равноценны бортовым фрикционам, сложнее их в конструктивном отношении, но легче в управлении и, кроме того, дают постоянное понижающее передаточное число, что позволяет уменьшить передаточное число и упростить конструкцию бортовых передач.

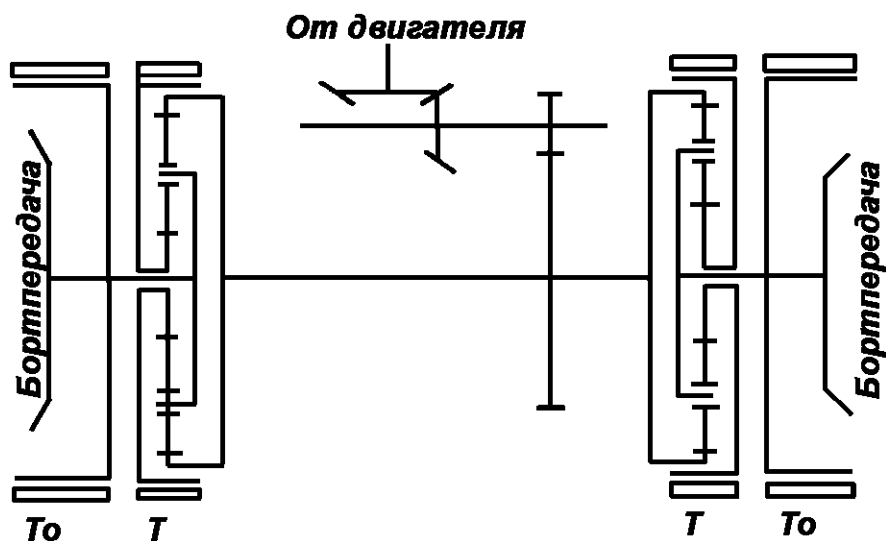


Рис. 27. Одноступенчатый планетарный механизм поворота

4.4.2.3. Двухступенчатый планетарный механизм поворота (ПМП)

Двухступенчатые ПМП (рис. 28) широко применялись на тяжелых ИС-2, ИС-3 и средних Т-54, Т-55, Т-62 танках и применяются в настоящее время на боевых машинах пехоты БМП-1, БМП-2.

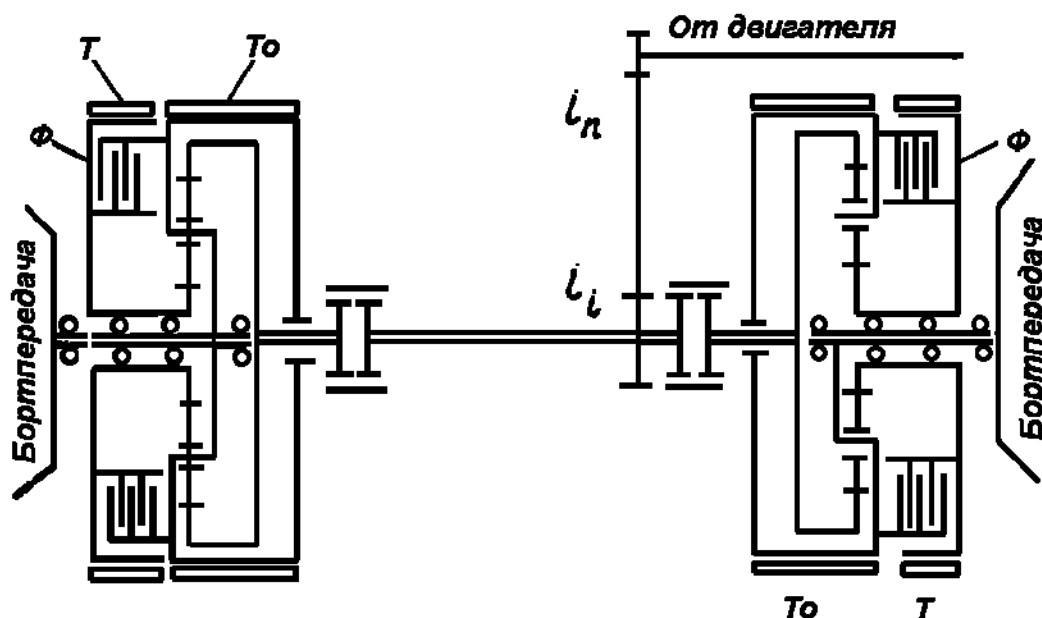


Рис. 28. Кинематическая схема двухступенчатого планетарного механизма поворота

В состав такого механизма поворота входят два двухступенчатых планетарных редуктора, установленных на ведущих валах бортовых передач. Каждый редуктор состоит из эпициклического планетарного ряда и

трех фрикционных управляемых устройств: блокировочного фрикциона, тормоза поворота и остановочного тормоза.

В планетарном ряде эпицикл соединен с валом коробки передач, водило – с ведущим валом бортовой передачи, а солнечная шестерня является управляемым элементом. Блокировочный фрикцион соединяет солнечную шестерню с водилом, блокируя планетарный ряд и образуя прямую передачу. Тормоз поворота останавливает солнечную шестерню, что дает замедленную ступень с фиксированным передаточным числом. Остановочный тормоз воздействует на водило и тормозит связанную с ним гусеницу. В последнем случае планетарный ряд работает вхолостую и солнечная шестерня вращается быстрее эпицикла, причем в противоположную от него сторону. Приводом управления должно быть предусмотрено, что, когда один из фрикционных элементов редуктора включен, два других должны быть выключены.

Образующие механизм поворота планетарные редукторы могут быть использованы следующим образом.

Прямолинейное движение

1. Включены оба блокировочных фрикциона. Устойчивое прямолинейное движение. Передаточное число редукторов равно единице.

2. Включены оба тормоза поворота. Передаточное число в обоих редукторах увеличено. Устойчивое прямолинейное движение с увеличением силы тяги без переключения на низшую передачу. Поскольку переключение на замедленную ступень в планетарных редукторах занимает меньше времени, чем переключение передач в коробке передач, то такой режим выгоден для кратковременного увеличения силы тяги при преодолении искусственных и естественных препятствий, при трогании с места для более эффективного разгона, так как это обеспечивает повышение средней скорости движения машины.

3. Затягиваются оба остановочных тормоза. Происходит остановка машины

Поворот

1. При выключении блокировочного фрикциона в планетарном редукторе отстающего борта радиус поворота будет изменяться от бесконечности (прямолинейное движение) до радиуса свободного поворота. Величина радиуса поворота будет определяться величиной сопротивления движению машины.

При буксовании фрикциона, поскольку планетарный редуктор разблокирован не полностью, последний передает некоторую часть мощности на отстающую гусеницу. На отстающей гусенице сохраняется сила тяги, но меньшая, чем при прямолинейном движении. Танк будет поворачиваться с радиусом большим, чем радиус свободного поворота.

2. Буксование тормоза поворота отстающего борта вплоть до полной затяжки обеспечивает радиусы поворота от свободного до расчетного, большего ширины колеи машины. Тормозные потери на всех этих радиусах поворота значительно меньше потерь в остановочном тормозе бортового

фрикциона благодаря рекуперации части мощности с отстающей гусеницы на забегающую. При полном торможении солнечной шестерни вся мощность отстающей гусеницы рекуперирована на забегающий борт и тормозные потери отсутствуют, а между гусеницами осуществляется жесткая кинематическая связь.

3. Поворот с пробуксовкой остановочного тормоза отстающей стороны при работе планетарного ряда на этой же стороне вхолостую происходит в диапазоне радиусов поворота от свободного до радиуса, равного ширине колеи машины. При полной остановке гусеницы остановочным тормозом машина поворачивается с расчетным радиусом, равным ширине колеи. В особо тяжелых условиях на забегающей стороне может быть включен тормоз поворота. При этом будет обеспечиваться «замедленный поворот» машины.

Таким образом, двухступенчатый планетарный механизм поворота обеспечивает поворот машины со всеми необходимыми радиусами, а наличие двух расчетных радиусов улучшает управляемость и снижает тормозные потери мощности.

Возможность кратковременного увеличения сил тяги без переключения коробки передач улучшает тяговые качества машины при прямолинейном движении и повороте. Устойчивость прямолинейного движения обеспечивается и на прямой, и на замедленной ступенях планетарных редукторов. Два планетарных редуктора ПМП хорошо komponуются в машине при поперечном расположении ведомого вала коробки передач.

Недостатки заключаются в сложности конструкции, большим числе управляемых фрикционных устройств, в трудности плавного регулирования текущего радиуса при переходе с малого тормоза на остановочный и обратно; в низкой экономичности механизма на радиусах поворота, меньших второго расчетного (ПМП обращается в бортовой фрикцион).

Планетарный механизм поворота БМП – 2 (рис. 29, 30).

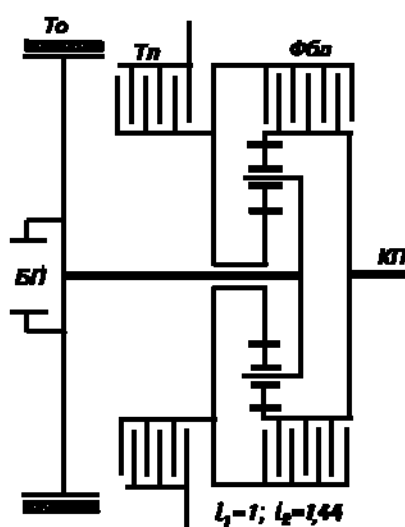


Рис. 29. Кинематическая схема планетарного механизма поворота боевой машины пехоты БМП-2

Водило выполнено заодно с валом, на бронзовых втулках которого свободно вращается солнечная шестерня. На шлицованном кольце вала водила установлена зубчатая муфта полужесткого соединения с бортовой передачей. ПМП предназначены для:

- поворота машины;
- кратковременного увеличения тягового усилия на ведущих колесах;
- торможения и остановки машины.

Каждый из планетарных механизмов поворота состоит из:

- корпуса;
- крышки;
- однорядного планетарного редуктора;
- блокировочного фрикциона;
- дискового тормоза.

Планетарный редуктор состоит из:

- эпициклической шестерни;
- водила с тремя сателлитами;
- солнечной шестерни.

Эпициклическая шестерня на наружной поверхности имеет зубья, находящиеся в зацеплении с внутренними зубьями ведущих дисков блокировочного фрикциона.

Блокировочный фрикцион вместе с дисковым тормозом предназначен для изменения передаточного числа планетарного механизма поворота.

Благодаря этому обеспечивается:

- режим прямолинейного движения (длительный режим): блокируются СШ и ЭШ;

- отключение потока мощности на БП от двигателя; СШ является свободным элементом планетарного редуктора;

- увеличение тягового усилия в 1,44 раза на замедленной передаче (кратковременный режим); СШ заторможена, ЭШ - ведущий элемент планетарного редуктора, водило - ведомый элемент ПР; $i = 1,44$.

Блокировочный фрикцион работает в масле.

Устройство БФ:

- внутренний барабан (является одновременно эпициклом ПР);
- опорный диск;
- 4 ведущих диска с металлокерамическим покрытием;
- 3 ведомых стальных диска;
- наружный (ведомый) барабан;
- нажимной диск;
- 38 нажимных пружин;
- механизм выключения, состоящий из: бустера (силового цилиндра) и поршня, который является одновременно нажимным диском.

На поверхности металлокерамики дисков выполнены наклонные канавки для циркуляции масла.

Механизм выключения БФ - гидравлический.

В работе БФ может находиться в трех положениях:

- включенном;
- выключенном;
- промежуточном.

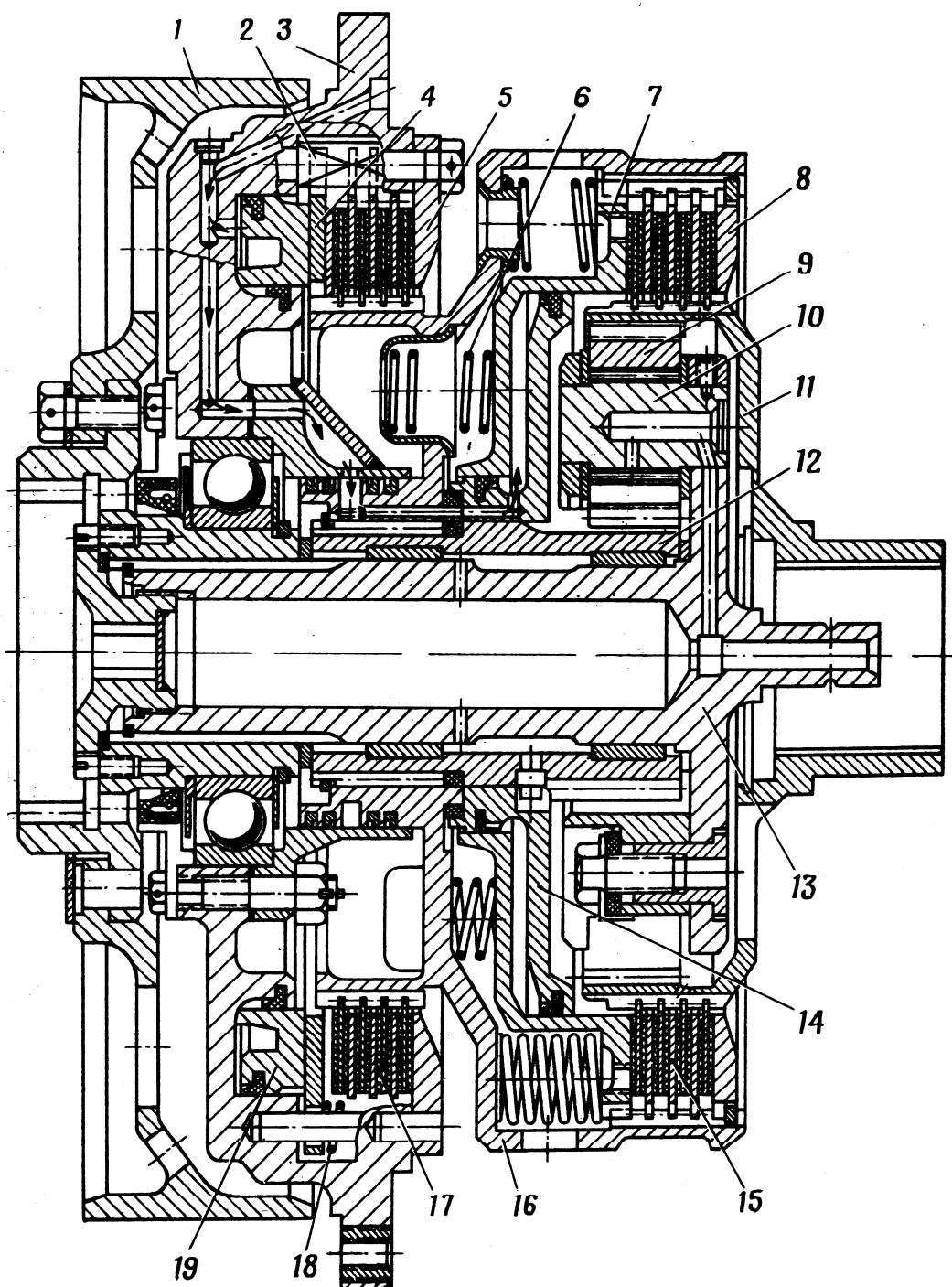


Рис. 30. Планетарный редуктор механизма поворота боевой машины пехоты: 1 - барабан остановочного тормоза; 2 - призматическая шпонка; 3 - крышка; 4, 7 - нажимные диски; 5, 8 - опорные диски; 6 - пружина; 9 - сателлит; 10 -

ось сателлита; 11 – эпицикл; 12 – солнечная шестерня; 13 – водило; 14, 19 – поршни; 15, 17 – диски трения; 16 – барабан; 18 – возвратная пружина

БФ в исходном положении находится во включенном состоянии под действием пружин. Выключается он под давлением масла, подаваемого в полость бустера.

Дисковый тормоз поворота (ДТ) служит для остановки солнечной шестерни при включении замедленной передачи. Работает в масле.

Устройство:

- внутренний барабан, который выполнен заодно с наружным барабаном БФ;
- 4 ведущих диска с металлокерамическим покрытием;
- три ведомых стальных диска с прорезями;
- три опорных пальца;
- опорный диск;
- нажимной диск;
- 9 оттяжных пружин;
- механизм включения ДТ, состоящий из: бустера, которым является расточка в крышке ПМП, и поршня.

Механизм включения ДТ - гидравлический.

В исходном положении тормоз под действием пружин находится в выключенном состоянии. Включение тормоза осуществляется давлением масла, подаваемого в полость бустера, расточенную в крышке. В этой полости кольцевой поршень.

Включение замедленной передачи

При переводе рычага включения замедленной передачи в нижнее положение он через систему тяг и рычагов воздействует на золотник в золотниковой коробке, открывая доступ масла в рабочие полости бустеров БФ и ДТ.

При этом под давлением масла нажимной диск (поршень) БФ, перемещаясь, разведет диски, чем прервется кинематическая связь между солнечной и эпициклической шестернями. Под воздействием давления масла диски ДТ сожмутся и солнечная шестерня соединится с корпусом ПМП (остановится). Согласно второго кинематического свойства планетарного ряда ПМП работают в режиме понижающей передачи ($i=1,44$).

При этом вращение от грузового вала КП передается на эпициклы обоих ПР и от них на сателлиты. Так как солнечные шестерни заторможены, сателлиты будут их обегать и увлекать за собой водило, приводя во вращение ведущие валы бортовых передач.

Так как при установке рычага в положение замедленной передачи, перемещаются рычаги к которым подсоединены также тяги управления поворотом, то тяги переместятся за счет прорезей в вилках. Поэтому при

движении на замедленной передаче имеет место большой свободный ход руля, при котором рычаги свободно ходят по прорезям вилок.

Поворот машины с большим радиусом

При повороте руля на небольшой угол (влево) вместе с ним поворачивается валик и рычаг. Рычаг через тягу поворачивает рычаг, который перемещает золотник привода (левого) ПМП.

Золотник открывает канал "а" подвода масла к бустеру БФ (левого) ПМП. Давление масла возрастает постепенно, т.к. масло проходит через небольшой скос на золотнике. Под давлением масла начинает перемещаться нажимной диск (поршень), сжимающий нажимные пружины. При этом диски БФ постепенно начинают пробуксовывать, что приводит к уменьшению скорости перематывания (левой) гусеницы и тем самым к плавному повороту машины с большим радиусом.

Поворот машины со свободным радиусом

Когда БФ полностью выключится, крутящий момент на (левое) ведущее колесо не передается и машина поворачивается (влево) со свободным радиусом, зависящим только от сопротивления грунта.

Поворот с фиксированным радиусом

При повороте штурвала на большой угол золотник поворота перемещается дальше, при этом полностью открывается канал "а" подвода масла в бустер БФ и канал "б" подвода масла к бустеру ДТ.

Когда ДТ полностью включится, солнечная шестерня останавливается и скорость отстающей гусеницы становится в 1,44 раза меньше, чем забегающей. Машина начинает поворачиваться с фиксированным радиусом равным 7,1 м.

4.4.2.4. Бортовые коробки передач

Подобный танковый механизм поворота состоит из двух планетарных, наиболее компактных бортовых коробок передач (БКП), имеющих полное число ступеней $m_{п}=5-8$ и полный диапазон изменения их передаточных чисел $d_k=8-11$. Ведущие валы БКП соединяются с коленчатым валом двигателя, ведомые - с бортовыми передачами. Кулиса служит для согласованного одновременного переключения обеих БКП при прямолинейном движении. Каждый из рычагов управления танком связан с коробкой передач своего борта и используется для поворота машины. При согласованном переключении кулисой две БКП изменяют скорости и тяговые усилия прямолинейного движения танка, как обычная танковая коробка передач. Для поворота танка БКП отстающей стороны переключается рычагом управления на соседнюю низшую передачу, что вызывает снижение скорости отстающей гусеницы и поворот танка со вторым расчетным радиусом. Для более крутого поворота коробка отстающего борта выключается и отстающая гусеница тормозится остановочным тормозом.

При полной остановке гусеницы танк поворачивается с радиусом V . Этот режим поворота является единственно возможным для первой передачи и передачи заднего хода.

Такой танковый механизм поворота второго типа с точки зрения выполнения предъявляемых требований примерно эквивалентен двухступенчатому МПП, но уступает ему отсутствием второго расчетного радиуса поворота на первой передаче и передаче заднего хода. Большая силовая нагрузка БКП забегающей стороны при повороте вынуждает увеличивать размеры ее многочисленных деталей. Сложной оказывается конструкция привода управления, связывающего бортовые коробки передач и с кулисой, и с рычагами управления.

Главное преимущество заключается в возможности сокращения длины моторно-трансмиссионного отделения танка. Сближение высших ступеней БКП обеспечивает желательное увеличение вторых расчетных радиусов поворота на больших скоростях с переходом на высшие передачи. Взаимозаменяемость большинства деталей левой и правой БКП сокращает общую номенклатуру деталей трансмиссии танка.

4.4.3. Механизмы поворота третьего типа

Механизмы поворота третьего типа обеспечивают возможность поворота машины со всеми необходимыми радиусами, весьма экономичны, обладают наиболее высокими тяговыми качествами при повороте, обеспечивают устойчивость прямолинейного движения машины, сравнительно просты в конструктивном отношении.

Существенный недостаток механизмов третьего типа заключается в худшей управляемости из-за отсутствия второго расчетного радиуса поворота и в опасности, что двигатель заглохнет при выходе из длительного и крутого поворота.

5. ДВУХПОТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАЧ И ПОВОРОТА

5.1. Требования к механизмам передач и поворота (МПП) и основные пути их выполнения

Механизмом передач и поворота называется агрегат трансмиссии, выполняющий функции коробки передач и механизма поворота машины.

При размещении их в общем картере МПП повышается плотность компоновки моторно-трансмиссионного отделения машины, упрощается его общая сборка, сокращаются число уплотнений и объем обслуживания трансмиссии, состоящей лишь из МПП и бортовых передач, появляется реальная возможность создания двухпоточных схем.

Двухпоточные МПП характеризуются двойной кинематической связью двигателя с механизмом поворота. Механизм поворота состоит из двух эпициклических планетарных рядов, называемых суммирующими (рис. 31).

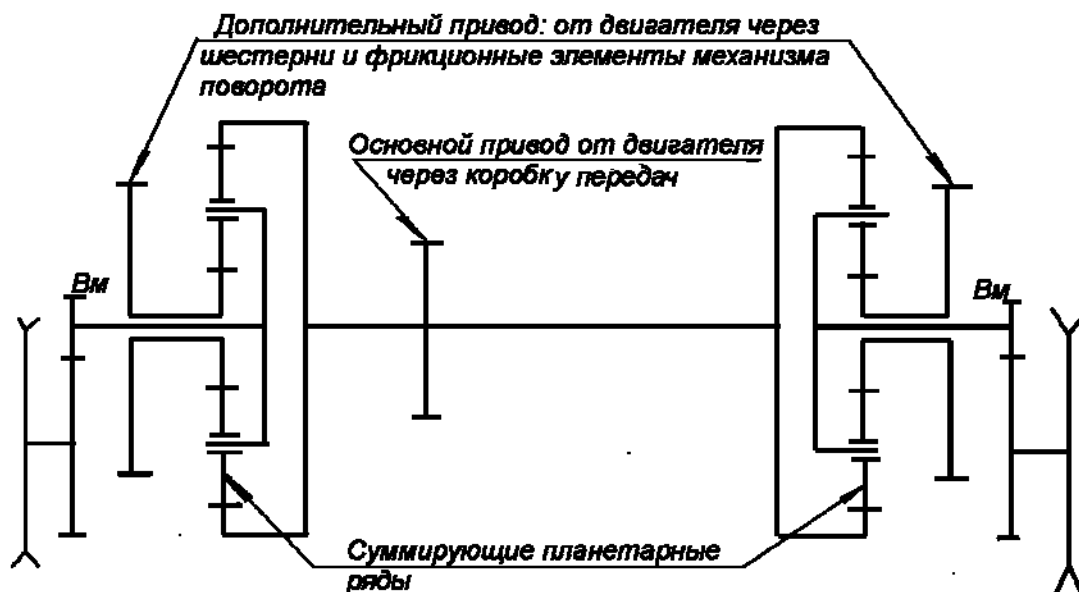


Рис. 31. Упрощенная кинематическая схема МПП с двойным подводом мощности от двигателя

Водила в них всегда являются ведомыми, передающими энергию через бортовые передачи к движителю. Основной привод соединяет двигатель через сменные шестерни коробки передач с эпициклами, взаимосвязанными жестким ведомым валом.

Передаточное число основного привода зависит от номера включенной в коробке передач ступени. Дополнительный привод соединяет двигатель с солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов, минуя коробку передач. Его передаточное число не зависит от включенной в коробке передач ступени, но по-разному изменяется для отстающей и забегающей сторон при повороте танка за счет управления фрикционными устройствами механизма поворота.

Основное преимущество двухпоточных МПП заключается в переменной величине расчетных радиусов поворота, возрастающих с переходом на высшие ступени коробки передач. при этом увеличивается вероятность поворота машины на всех передачах на своих расчетных радиусах, а это повышает экономичность механизма поворота и улучшает управляемость машиной.

Другое преимущество двухпоточных МПП состоит в возможности поворота машины вокруг ее центра движением забегающей гусеницы вперед, а отстающей назад. Этими преимуществами объясняется широкое применение двухпоточных МПП в зарубежном танкостроении.

Недостатки двухпоточных МПП:

- сложность;
- большой вес;
- повышенная стоимость изготовления;

- перевод рычага управления из исходного в фиксированное положение вызывает поворот машины с расчетными радиусами различной величины (малыми на низших и намного большими на высших ступенях коробки передач), что несколько усложняет управление машиной.

Требования, предъявляемые к МПП, складываются из требований к коробкам передач и к механизмам поворота. Новыми оказываются пути для выполнения этих требований.

Так, для получения необходимого диапазона изменения передаточных чисел всей трансмиссии должны задаваться различные диапазоны изменения передаточных чисел собственно коробки передач в зависимости от выбранной группы механизмов передач и поворота.

Для увеличения числа ступеней трансмиссии желательно одну из передач прямого или заднего хода получать торможением вала эпициклов, т.е. работой только дополнительного привода. Для повышения тяговых качеств машины при прямолинейном движении и при крутых поворотах механизм передач и поворота должен давать замедленную передачу с увеличенной силой тяги.

5.2. Классификация двухпоточных механизмов передач и поворота

Многочисленные схемы МПП современных военных гусеничных машин (ВГМ) различаются типом коробок передач, типом и конструкцией механизма поворота и работой дополнительного привода при прямолинейном движении машины.

1. По способу трансформирования крутящего момента двигателя различают МПП:

- с механическими (простыми и планетарными) коробками передач;
- с гидромеханическими коробками передач (М41, М46, М47, М48, М60, "Леопард").

2. По положению точки машины, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения (при условиях $n_d = \text{const}$ и $i_{ki} = \text{const}$), двухпоточные трансмиссии делятся на:

- МПП первого типа (скорость прямолинейного движения сохраняет при повороте центр машины)
- МПП второго типа (скорость прямолинейного движения сохраняет забегающая гусеница).

3. По конструкции различают:

- МПП со ступенчатым изменением передаточного числа дополнительно привода;
- МПП с бесступенчатым изменением передаточного числа дополнительно привода.

Первые механизмы содержат шестеренчатые и фрикционные элементы, т.е. являются фрикционно-шестеренчатыми. За счет изменения степени пробуксовки фрикционных элементов регулируются текущие

радиусы поворота машины. По прекращении буксования шестеренчатый элемент механизма создает определенное передаточное число и обеспечивает поворот машины с расчетным радиусом. Обязательным элементом механизма поворота с бесступенчатым изменением передаточного числа является непрерывная гидрообъемная или фрикционная передача. Фрикционы и тормоза для поворота не используются или выполняют второстепенную роль.

4. По работе дополнительного привода при прямолинейном движении машины все схемы двухпоточных МПП делятся на три группы:

- МПП первой группы характеризуются отключением солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов от двигателя и принудительным удержанием шестерен в неподвижном состоянии;

- в МПП второй группы дополнительный привод при прямолинейном движении нагружен и работает таким образом, что солнечные шестерни вращаются в сторону вращения эпицикла. При этом мощность двигателя передается параллельно и основным и дополнительным приводами, в связи с чем МПП второй группы называются механизмами с разветвлением потока мощности двигателя.

- МПП третьей группы отличаются обратным вращением солнечных шестерен при прямолинейном движении машины. Мощность по дополнительному приводу передается в обратном направлении, т.е. циркулирует внутри механизма. Поэтому МПП третьей группы называют механизмами с циркулирующей мощностью.

МПП в первую очередь разделены на три группы в зависимости от работы дополнительного привода при прямолинейном движении. В первых группах применяются механизмы поворота обоих типов, а механизмы третьей группы выполнялись лишь дифференциальными, т.е. первого типа. Объясняется это тем, что дифференциальный механизм третьей группы имеет более сложный дополнительный привод с ускоряющей ступенью для поворота машины со вторым расчетным радиусом.

Наибольшее распространение получили МПП первой группы первого типа с шестеренчатыми и гидромеханическими коробками передач, со ступенчатыми и бесступенчатыми механизмами поворота.

На танке S и боевой машине пехоты "Ной" ("Мардер") применены гидромеханическая коробка передач и гидрообъемный механизм поворота (ГОМП).

5.3. Анализ работы механизмов передач и поворота

5.3.1. МПП первой группы (на примере МПП танка Т-V)

МПП танка Т-V (рис. 32) состоит из коробки передач и механизма поворота, картеры которых жестко соединены друг с другом, образуя единый агрегат с общим внутренним объемом, общей системой смазки и единым креплением в танке.

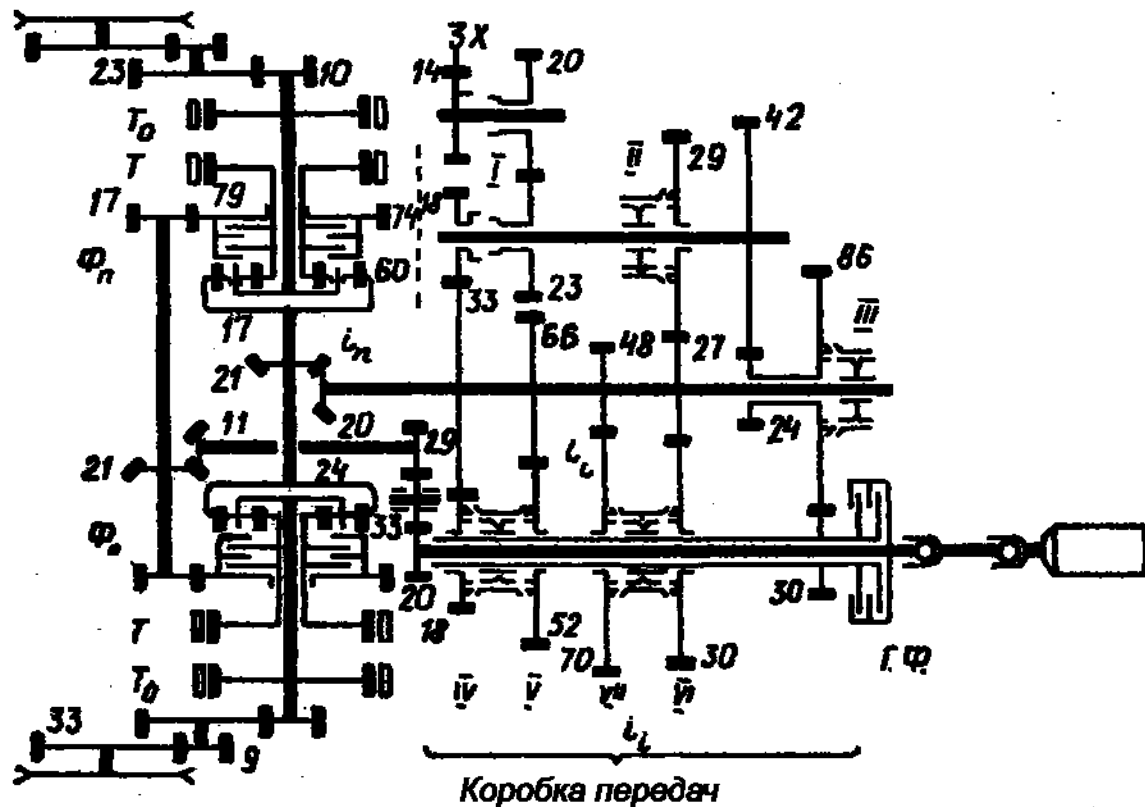


Рис. 32. Кинематическая схема МПП первой группы второго типа

Механизм поворота состоит из двух планетарных редукторов. В состав каждого входят: эпициклически суммирующий планетарный ряд, колодочный опорный тормоз T и однодисковый фрикцион поворота Φ . Двухдисковый остановочный тормоз T_0 крепится на картере бортпередачи. Основной привод связывает двигатель через главный фрикцион $\Gamma\Phi$, сменные шестерни коробки передач, постоянную пару конических шестерен с жестко соединенными эпициклами обоих суммирующих планетарных рядов. Дополнительный привод лишь при повороте соединяет двигатель через постоянные цилиндрические и конические пары шестерен и включенный фрикцион поворота Φ с солнечной шестерней планетарного ряда только отстающей стороны.

Прямолинейное движение танка совершается при включенных опорных тормозах T , выключенных фрикционах поворота Φ и остановочных тормозах T_0 . Солнечные шестерни неподвижны, и вся мощность идет одним потоком через коробку передач к эпициклическим шестерням суммирующих планетарных рядов.

Прямолинейное движение устойчиво, так как гусеницы имеют взаимную жесткую кинематическую связь. Передаточные числа МПП пропорциональны передаточным числам коробки передач, поэтому диапазон трансмиссии равен диапазону коробки передач. Для кратковременного увеличения сил тяги можно выключить оба опорных тормоза T и включить оба фрикциона поворота Φ . Солнечные шестерни, вращаясь обратно, снизят скорость

водил, увеличат их момент, появится циркулирующая мощность. Ввиду более чем достаточного числа ступеней и диапазона коробки передач замедленная ступень механизма поворота при прямолинейном движении в танке Т-V не использовалась.

Для торможения и остановки танка выключаются опорные тормоза Т и включаются остановочные тормоза То.

Поворот танка, как во всех механизмах поворота второго типа, достигается увеличением передаточного числа к отстающей гусенице при неизменном передаточном числе к забегающей гусенице. При этом на каждой передаче возможен поворот танка с первым расчетным радиусом В и со вторым расчетным радиусом R_{p1} , большим В. Для поворота с отстающей стороны выключается опорный тормоз и включается фрикцион поворота, остановочные тормоза остаются выключенными. В суммирующем планетарном ряду отстающей стороны солнечная шестерня начинает вращаться в сторону, противоположную вращению эпицикла; и обороты водила и скорость отстающей гусеницы уменьшаются. Танк поворачивается с расчетным радиусом, величина которого зависит от номера передачи: чем выше номер передачи, тем больше радиус поворота. Для поворота с радиусом $R=V$ на отстающей стороне включается остановочный тормоз То, а опорный тормоз Т и фрикцион поворота Фп выключаются.

Поворот с радиусом, равным половине ширины колеи, (при равных сопротивлениях под обеими гусеницами) осуществляется при выключенной коробке передач, включенном фрикционе поворота Фп на отстающей стороне и включенном опорном тормозе Т на забегающей.

Преимущества рассмотренного МПП заключаются в:

- отсутствию сужения диапазона трансмиссии по сравнению с диапазоном коробки передач, характерного для МПП второй группы (с разветвлением мощности);
- возможности временного увеличения силы тяги прямолинейного движения при одновременном включении двух фрикционов поворота;
- отсутствию циркулирующей мощности, перегружающей детали коробки передач и снижающей КПД МПП третьей группы.

Недостатки МПП состоят в:

- большом числе фрикционных устройств и сложности конструкции узла планетарного редуктора;
- трудности плавного регулирования радиуса поворота поочередным воздействием на три управляемых фрикционных устройства (опорный тормоз, фрикцион поворота и остановочный тормоз).

5.3.2. Конструкция МПП второй группы (на примере МПП боевой машины артиллерии)

МПП второй группы второго типа (рис. 33) применяется на легком артиллерийском тягаче АТЛ. В общем картере механизма передач и поворота размещаются двухвальная коробка передач на пять ступеней, два

суммирующих планетарных ряда механизма поворота и детали дополнительного привода. Фрикционные устройства механизма поворота (фрикцион Φ и тормоза поворота T) для уменьшения их силовой нагрузки вынесены на разветвляющий вал. Барабаны остановочных тормозов T_0 закреплены на валах бортовых передач. Вращение солнечных и эпициклических шестерен при включении обоих фрикционов происходит одном направлении, что и является показателем разветвления потока мощности двигателя между коробкой передач и дополнительным приводом.

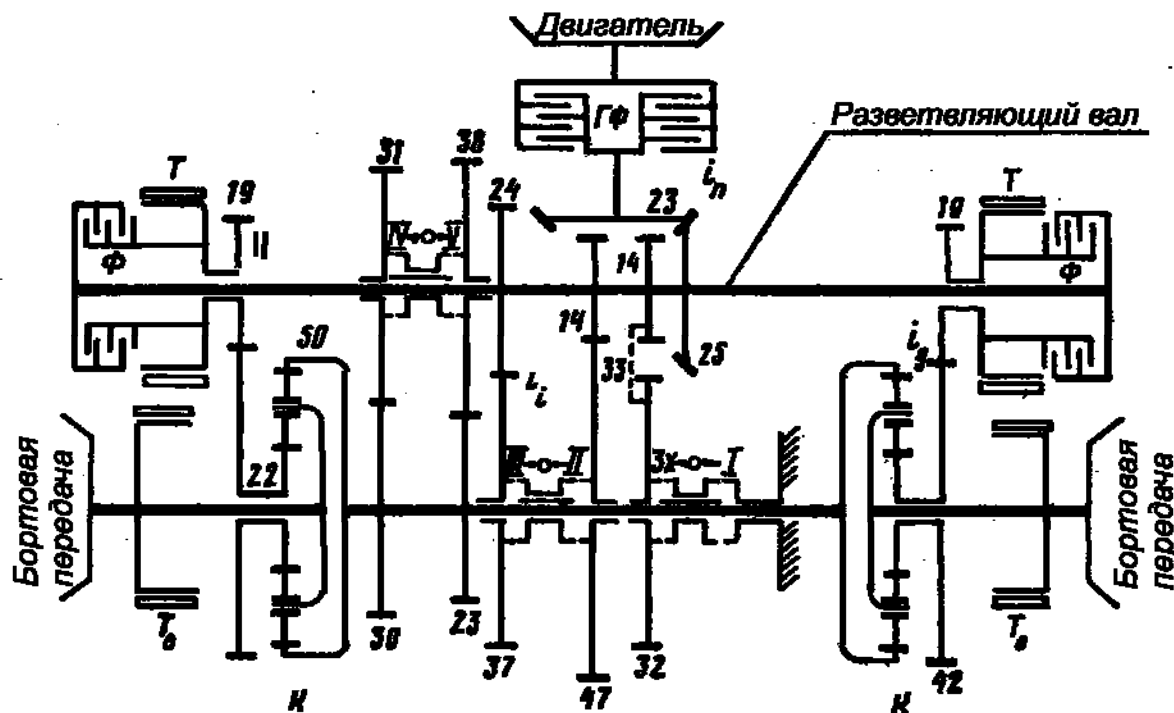


Рис. 33. Кинематическая схема МПП второй группы второго типа

Механизм обеспечивает устойчивое прямолинейное движение машины при включении обоих фрикционов Φ . Кратковременное увеличение силы тяги на всех передачах, кроме первой и передачи заднего хода, возможно при одновременном выключении фрикционов Φ и затяжке обоих тормозов поворота T . На первой передаче вал эпициклов в данной схеме блокируется с картером, поэтому затяжка тормозов поворота вызовет остановку машины. При включении в коробке передач передачи заднего хода меняется направление вращения только эпициклических шестерен. Вращение солнечных и эпициклических шестерен в разных направлениях свидетельствует о циркуляции потока мощности внутри механизма и значительной перегрузке шестерен передачи заднего хода. Остановка солнечных шестерен вызовет не уменьшение, а увеличение скорости заднего хода.

Для поворота машины со вторым расчетным радиусом выключается фрикцион и затягивается тормоз поворота отстающего борта. Остановка солнечной шестерни со стороны отстающей гусеницы уменьшает скорость последней, а так как с забегающей стороны никаких изменений в передаче мощности не произошло, то и скорость этой гусеницы остается неизменной,

что характерно для механизмов поворота второго типа. Здесь расчетный радиус поворота также увеличивается с повышением номера ступени коробки передач. Поворот с радиусом $R=B$ достигается затяжкой остановочного тормоза T_0 , а на первой передаче тормоза поворота T . Таким образом, последовательность использования трех фрикционных элементов F , T и T_0 подобна управлению двухступенчатым планетарным механизмом поворота танков Т-54, ИС-3. Неустойчивый поворот с радиусом, равным половине ширины колеи, происходит при нейтрали коробки передач и включении одного тормоза поворота T аналогично повороту танка Т-VI.

К преимуществам рассмотренного МПП относятся: возможность получения замедленной передачи на всех ступенях коробки передач (кроме первой) без циркуляции мощности; первая передача получается торможением вала эпициклов без специальных шестерен в коробке передач; шестерни остальных ступеней работают в благоприятных условиях, передавая лишь часть мощности двигателя.

Недостаток заключается в сужении диапазона трансмиссии по сравнению с диапазоном коробки передач, что в данной конструкции частично компенсируется большим передаточным числом первой однопоточной передачи. Трансмиссии АТЛ присущи и другие недостатки предыдущего МПП танка Т-V, характерные для всех МПП второго типа.

5.3.3. Конструкция МПП третьей группы (на примере МПП танка "ЦЕНТУРИОН")

В общем картере (рис. 34) размещены двухвальная коробка передач с коническим входным редуктором на пять передач и две передачи заднего хода, два планетарных ряда механизма поворота и детали дополнительного привода с простым цилиндрическим дифференциалом.

В отличие от трансмиссии АТЛ солнечные шестерни соединены с полуосями дифференциала через промежуточные шестерни и поэтому вращаются в сторону, противоположную вращению эпициклов. Тормоза поворота T имеют перекрестный привод управления: правый тормоз связан с левым рычагом управления и наоборот.

При прямолинейном движении танка все тормоза выключены, обе солнечные шестерни через дополнительный привод приводятся в противоположное вращение по сравнению с эпициклами. Мощность от двигателя через коробку передач, эпициклы и сателлиты подводится к водилам. Сателлиты передают часть мощности к солнечным шестерням в контур дополнительного привода. Эта мощность опять поступает в коробку передач и возвращается к эпициклам. Иначе говоря, в механизме появляется внутренняя циркуляция мощности, чем и определяется название третьей группы механизмов передач и поворота. Вследствие наличия дифференциала этот МПП при прямолинейном движении имеет две степени свободы и устойчивость прямолинейного движения не обеспечивается. Замедленной передачи, как все механизмы поворота первого типа, данный

МПП не дает. Затяжка обоих тормозов поворота при включенной передаче вызовет глушение двигателя и остановку танка, при нейтральном положении коробки передач - лишь глушение двигателя.

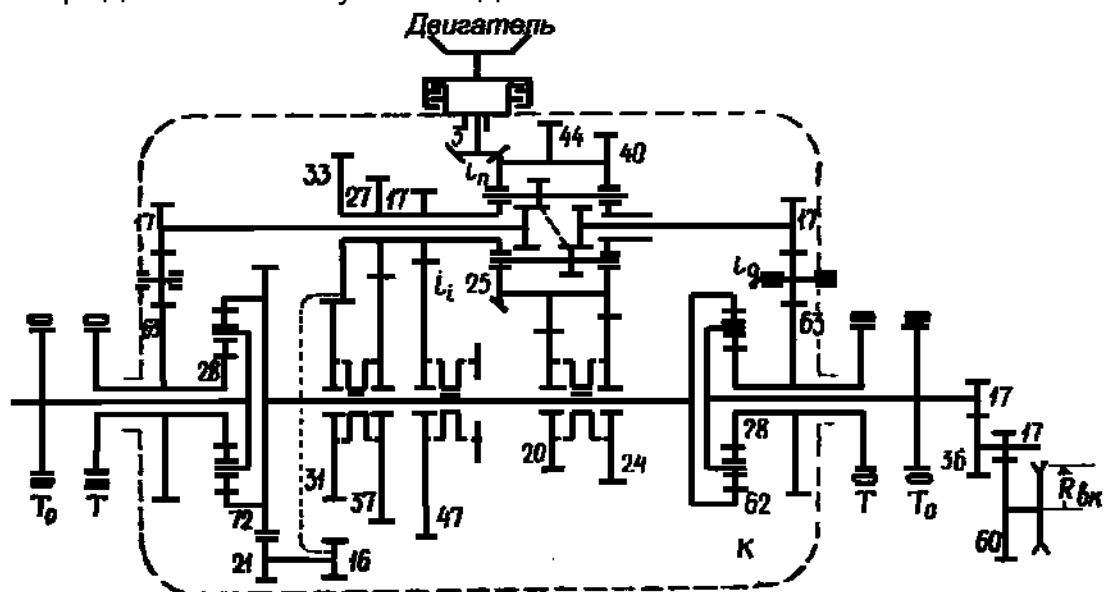


Рис. 34. Кинематическая схема МПП третьей группы первого типа

Одна из передач заднего хода достигается блокировкой вала эпициклов на картер, вторая - с помощью блока шестерен передачи заднего хода.

Для поворота танка с расчетным радиусом включается тормоз Т забегающей стороны. Соответствующая солнечная шестерня, вращавшаяся при прямолинейном движении в обратную сторону, останавливается, в результате чего скорости водила и забегающей гусеницы возрастают. По известному свойству дифференциала остановка одной его полуоси тормозом приводит к двойному увеличению скорости вращения второй полуоси, связанной с противоположной, отстающей стороной. Вдвое быстрее в прежнем (обратном) направлении начинает вращаться солнечная шестерня, снижая скорость водила и отстающей гусеницы. Равное увеличение скорости забегающей и уменьшение скорости отстающей гусеницы обеспечивают сохранение постоянной скорости центром машины, что характерно для всех механизмов поворота первого типа.

При полной затяжке тормоза поворота забегающей стороны танк поворачивается с расчетным радиусом, величина которого увеличивается с повышением номера ступени коробки передач. Кроме того, как во всех двухпоточных МПП, возможен неустойчивый поворот с радиусом при нейтрали в коробке передач и включении одного тормоза поворота на забегающей стороне.

Остановочные тормоза этого МПП первого типа для поворота не используются и имеют лишь общий привод управления от педали горного тормоза. Поэтому на каждой передаче танк может поворачиваться лишь с расчетным и большими радиусами. Отсутствие радиусов поворота, меньших расчетного, является недостатком всех механизмов поворота первого типа,

вызванным двумя обстоятельствами. Остановочный тормоз при повороте должен уравновесить сумму моментов, подведенных от отстающей и забегающей гусениц; большой тормозной момент требует применения громоздкого тормоза. При сохранении постоянной скорости движения центра тяжести машины для поворота с малыми радиусами, близкими к ширине колеи, на высших передачах требуется чрезмерно большая мощность.

Преимущества МПП третьей группы (с циркуляцией мощности при прямолинейном движении):

- дают значительное расширение диапазона трансмиссии по сравнению с диапазоном коробки передач;

- позволяют плавно регулировать радиус поворота воздействием только на один тормоз;

- характеризуются наиболее простой конструкцией планетарного редуктора;

- имеют наименьшее число фрикционных устройств.

Недостатки этих дифференциальных механизмов:

- отсутствие замедленных передач;

- неустойчивость прямолинейного движения;

- наличие циркулирующей мощности при прямолинейном движении;

- невозможность поворота танка на включенной передаче с радиусами, меньшими второго расчетного;

- отсутствие достаточного увеличения силы тяги на гусеницах при входе в поворот.

6. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

Механические трансмиссии имеют ряд серьезных недостатков, связанных как с тягово-динамическими качествами гусеничной машины, так и с надежностью работы двигателя и трансмиссии.

Ряд недостатков механических трансмиссий может быть устранен применен в составе трансмиссий гидродинамических и гидрообъемных передач. Тогда трансмиссия переходит в новый тип и будет называться гидромеханической трансмиссией (ГМТ).

Современная гидромеханическая трансмиссия военной гусеничной машины является сложным сочетанием устройств, агрегатов и механизмов, различных по назначению и принципу работы.

В зависимости от требований, предъявляемых к трансмиссии конкретной машины, основные части ГМТ соединяются между собой так, чтобы оптимально использовалось основное свойство гидродинамической передачи: автоматическое и бесступенчатое изменение передаточного числа при изменении внешней нагрузки и режимов работы двигателя.

6.1. Определение и назначение гидромеханических трансмиссий

Гидромеханической называется трансмиссия (ГМТ), в которой для преобразования крутящего момента двигателя наряду с шестеренчатыми сменными передачами (механическим редуктором) используется гидродинамический преобразователь момента (гидротрансформатор или комплексная гидropередача) или гидрообъемная передача, или их сочетание. Применение гидродинамических передач обеспечивает в некоторых пределах автоматическое и непрерывное изменение сил тяги на гусеницах в соответствии с сопротивлением движению машины без участия механика-водителя и без значительного изменения нагрузки на двигатель. Вследствие этого облегчается и крайне упрощается управление прямолинейным движением и поворотами машины.

Эластичная связь насосного и турбинного колес через поток вязкого масла повышает надежность и долговечность работы двигателя и трансмиссии машины:

фильтруются и частично демпфируются крутильные колебания, возбуждаемые поршневым двигателем внутреннего сгорания, надежно срезаются пики динамических нагрузок и резко сокращается работа буксования фрикционных устройств при переключении передач и особенно при трогании машины с места.

Недостатки гидродинамических передач состоят в узком диапазоне изменения передаточных чисел и сил тяги гусениц при удовлетворительном КПД гидropередачи и трудность их реверсирования. Поэтому для замены механической коробки передач, кроме гидродинамического преобразователя, требуется еще механический редуктор на 3-5 ступеней, считая с передачей заднего хода.

Меньший по сравнению с механическими передачами КПД снижает максимальную скорость движения машины, сокращает его запас хода на топливных баках той же емкости, вызывает потребность в развитой системе охлаждения гидромеханической трансмиссии. В результате занимаемый гидромеханической трансмиссией объем в корпусе машины превосходит объем, необходимый для механической трансмиссии, затрудняя плотную компоновку моторно-трансмиссионного отделения. Отсутствие жесткой кинематической связи двигателя с гусеницами исключает без специальных блокирующих устройств эффективное торможение машины двигателем и запуск двигателя с буксира. Наконец, гидродинамический преобразователь представляет сложное и дорогое изделие, а эксплуатация гидромеханических трансмиссий при низких температурах окружающего воздуха сопряжена с большими трудностями из-за значительных колебаний вязкости применяемых минеральных масел.

К гидродинамическим передачам, выполняющим вместе с механическим редуктором роль коробки передач, предъявляются те же требования, что и к коробкам передач (см. главу 3). Дополнительное требование заключается в обеспечении возможности торможения машины двигателем и запуска

двигателя с буксира. Кроме того, гидродинамические передачи по своим оценочным параметрам и ее соединению с двигателем должны обеспечивать оптимальную работу моторно-трансмиссионной группы: высокую топливную экономичность машины, ее хорошие тяговые качества и высокую среднюю скорость движения.

6.2. Классификация гидромеханических трансмиссий и их сравнительная оценка

Гидромеханические трансмиссии современных зарубежных танков отличаются типом используемой гидropередачи и способом ее включения в кинематическую схему трансмиссии.

1) По типу используемой гидropередачи различают:

- ГМТ с гидротрансформаторами (американские самоходно-артиллерийская установка М18 и танк М26, немецкое самоходное орудие СО-600);

- с комплексными гидropередачами (американский танк «Шеридан», западногерманские танк «Леопард» и боевая машина пехоты «Мардер»);

- с усложненными (двухреакторными) комплексными гидropередачами, имеющими два лопаточных колеса реактивного аппарата (американские танки М41, М46, М47, М48, М60);

- двухпоточная ГМТ с гидрообъемной передачей в дополнительном потоке мощности (ГМ-353, БМП-3, М1, М2).

2) По способу включения гидродинамической передачи в кинематическую схему гидромеханические трансмиссии современных танков могут быть представлены четырьмя упрощенными структурными схемами:

- последовательное соединение ГП с МР, образующими ГМКП (М26);

- последовательное соединение ГП с 2-х поточным МПП в основную ветвь которого включен механический редуктор (М41);

- 2-х поточный МПП 1 типа 1 группы с комплексной блокируемой ГП, включенной вместе с механическим редуктором в основную параллельную ветвь механизма от двигателя к эпициклам суммирующих планетарных рядов («Леопард-2»);

- 2-х поточный МПП 1 типа 2 группы с разветвлением потока мощности при прямолинейном движении (М46, М47, М48 – ГМТ «Кросс-Драйв»).

6.3. Типы гидродинамических передач

6.3.1. Гидромуфта

Гидромуфта (рис. 35) представляет простейшую гидродинамическую передачу, состоящую лишь из двух лопаточных колес насоса 2 и турбины 4 и поэтому не преобразующую подведенный к ней крутящий момент $M_m = M_n$. На внешней характеристике (рис.36) гидромуфты $M_n, M_m, \eta_e = f(n_m)$ при $n_n = \text{const}$

единая кривая двух этих равных моментов плавно снижается по мере уменьшения скольжения колес. КПД гидромукты при этом растет по закону прямой линии от нуля и теоретически до единицы в точке $\mu_T = \mu_H$. Однако в этой точке равны нулю передаваемый момент и мощность, поэтому кривая КПД, достигнув значения 0,97 (при скольжении 3%), падает до нуля.

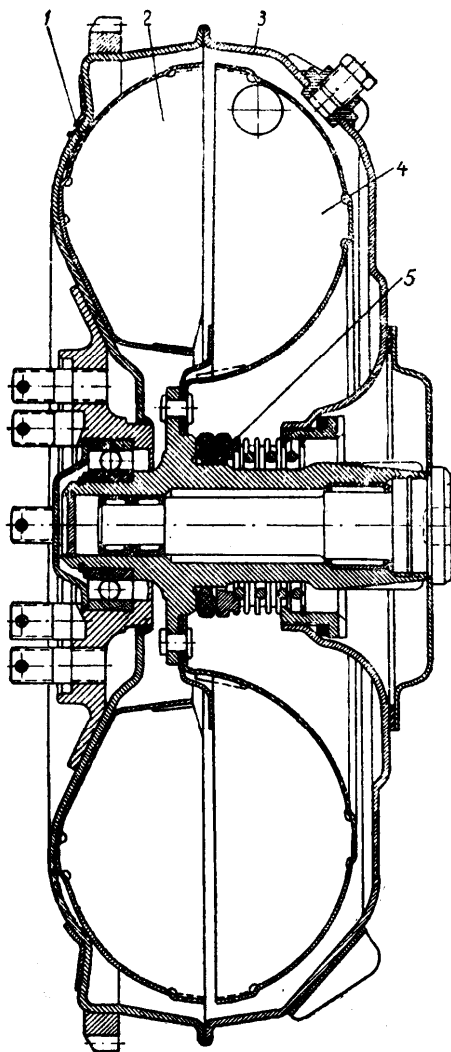


Рис. 35. Осевой конструктивный разрез гидромукты:
1 – корпус насоса; 2 - лопаточное колесо насоса; 3 – кожух; 4 – лопаточное колесо турбины; 5 – уплотнение ведомого вала

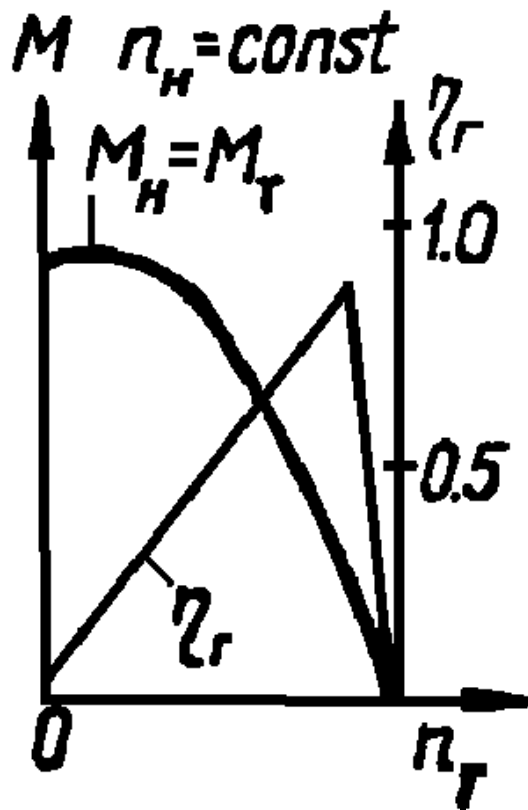


Рис. 36. Внешняя характеристика гидромукты

Преимущества гидромукты:

- применение гидромукты не исключает необходимость в коробке передач и не упрощает ее конструкцию, но несколько сокращает число переключений на единицу длины пути, повышает комфортабельность движения и надежность работы двигателя и трансмиссии;

- простота устройства: минимальное число (два) лопаточных колес с простыми плоскими радиальными лопатками, отсутствие блокировочного фрикциона, автологов, высокий КПД, сокращающий потери мощности и обеспечивающий возможность использования гидромукты без сложной системы подпитки и охлаждения рабочей жидкости.

6.3.2. Гидротрансформатор

Гидротрансформатор (рис. 37) представляет более сложную гидродинамическую передачу с тремя лопаточными колесами 6, 4 и 3 насоса, турбины и реактивного аппарата, имеющими лопатки сложнейшей пространственной формы.

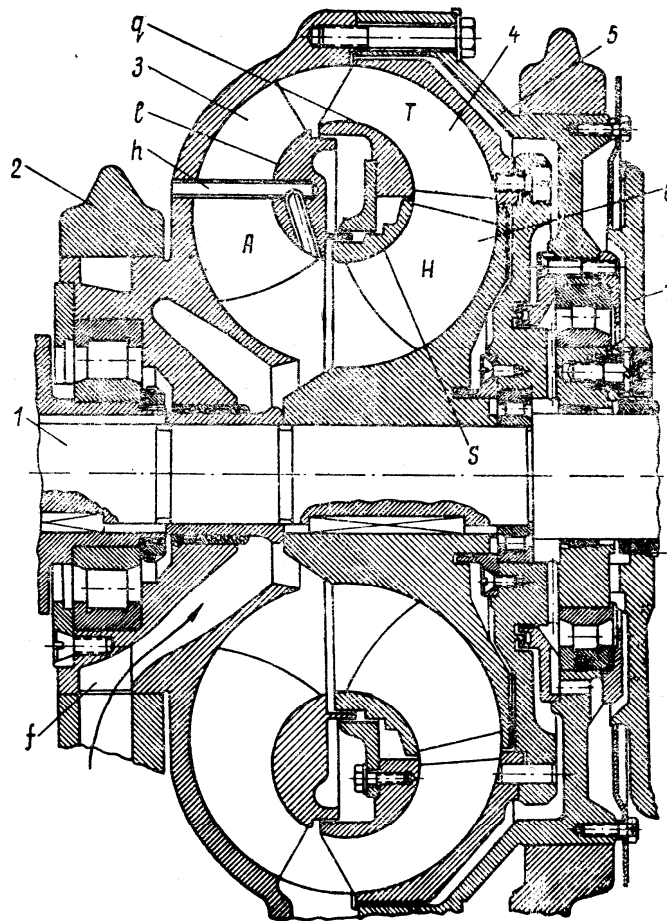


Рис. 37. Осевой конструктивный разрез гидротрансформатора

Чаша неподвижного реактивного аппарата 3 с крышкой 5 образуют замкнутый тороидальный объем, заполненный и постоянно подпитываемый по каналу f рабочей жидкостью — маслом. Кольца s , q и l соответственно насосного, турбинного и реактивного колес образуют внутренний тор, улучшающий направление потока масла, исключаяющий его завихрения в средней части. Колесо 6 насоса, связанное с двигателем валом 1, увлекает масло, заполняющее межлопаточные объемы, и приводит его во вращательное, переносное движение вместе с колесом. Центробежная сила и воздействие наклонных лопаток колеса насоса 6 на масло вызывают его относительное движение от оси вращения колес к периферии. Начинается циркуляция масла из насосного в турбинное колесо и далее в межлопаточные объемы реактивного аппарата 3 и снова в насосное колесо. Так как колебания скорости масла после турбинного колеса, вращающегося с различной скоростью, сглаживаются в неподвижном реактивном аппарате, на вход колеса насоса масло подается с постоянной скоростью. Поэтому для равномерного вращения насосного колеса от двигателя требуется примерно постоянный крутящий момент M_n .

На турбинном колесе развивается тем больший момент M_T , чем медленнее вращается колесо и сильнее воздействуют частицы масла, раскрученные насосом, на лопатки турбинного колеса. Разница моментов насоса M_n и турбины M_m равна моменту M_a , действующему со стороны масла

на лопатки реактивного аппарата $M_a = M_T - M_H$. В области больших нагрузок и малых скоростей турбинного колеса (от начала осей O до точки e) момент реактивного аппарата M_a направлен против вращения насосного и турбинного колес; в режиме разгрузки реактивного аппарата (точка e) равен нулю, а в области малых нагрузок (правее точки e)

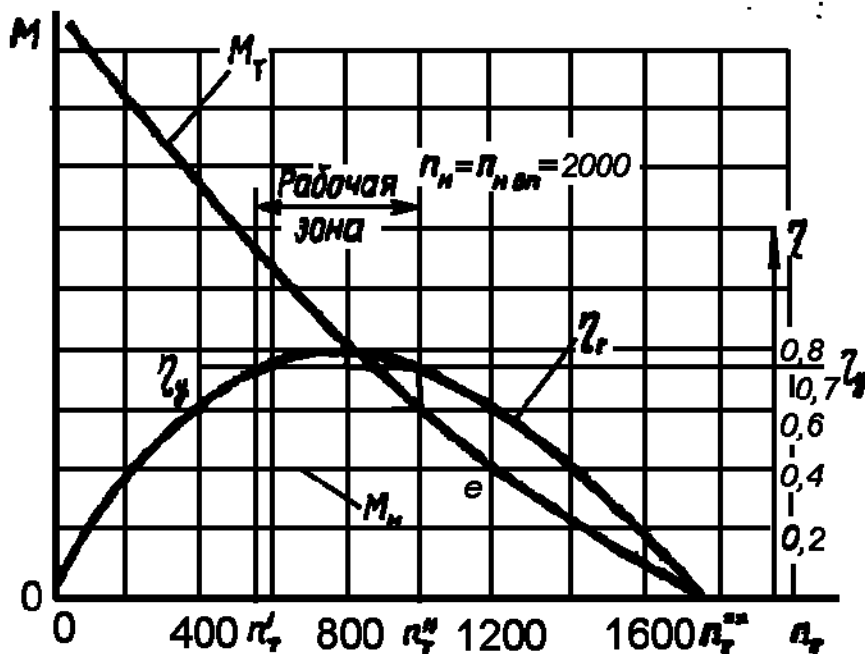


Рис. 38. Внешняя характеристика гидротрансформатора

изменяет свое направление на противоположное, стремясь вращать реактивный аппарат 3 в сторону вращения колес. КПД гидротрансформатора η_T (рис. 38) достигает максимума в расчетном режиме с безударным входом масла на лопатки турбинного колеса и реактивного аппарата. При отходе от расчетного режима в любую сторону КПД снижается, обращаясь в нуль в стоп-режиме ($n_T = 0$) и на холостом ходу ($M_T = 0$). При отклонении числа оборотов насосного колеса n_H от оптимального $n_{H-оп}$ в любую сторону снижается значение КПД гидротрансформатора на всех скоростях турбинного колеса и кривая η_T будет располагаться ниже.

6.3.3. Комплексная гидропередача

Комплексная гидропередача (рис. 39) конструктивно отличается от гидротрансформатора главным образом тем, что колесо реактивного аппарата 3 не крепится жестко в неподвижном корпусе 6 , а устанавливается в нем на автологе $8, 9, 10$ — муфте свободного хода. Сколы внутренней обоймы 10 автолога ориентируются так, чтобы не допускать ее вращения, а с ней ступицы 7 и колеса реактивного аппарата 3 против вращения насосного и турбинного колес и не препятствовать вращению колеса реактивного аппарата в сторону насосного и турбинного колес. Как отмечалось, в области Oe (рис. 40) больших нагрузок и малых скоростей турбины масло,

воздействуя на лопатки колеса реактивного аппарата, стремится вращать его против насосного и турбинного колес, чему препятствует заклинившийся автолог. Комплексная гидropередача в этой области Oe с неподвижным реактивным аппаратом работает как гидротрансформатор, что подтверждается видом ее внешней характеристики.

При уменьшении нагрузки и увеличении скорости турбинного колеса изменяется знак момента, нагружающего реактивный аппарат. Автолог автоматически расклинивается, колесо реактивного аппарата теряет связь с корпусом и начинает свободно, вхолостую вращаться в потоке масла.

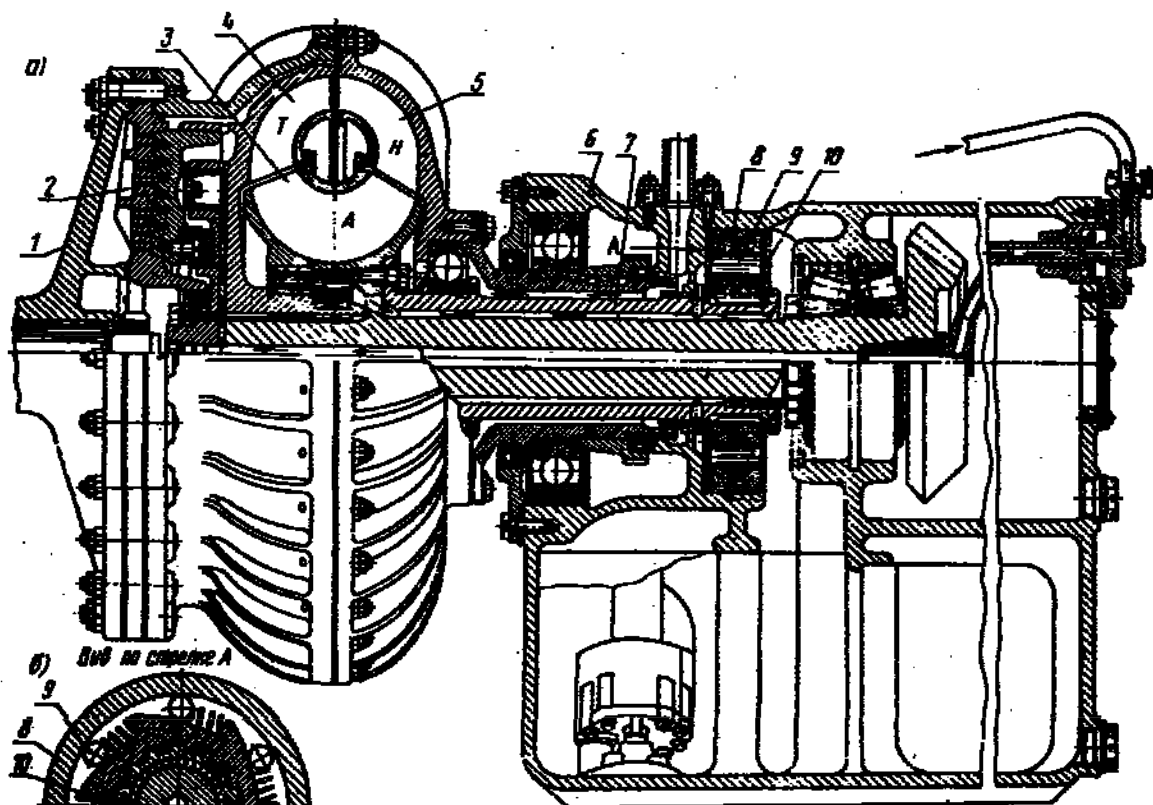


Рис. 39. Комплексная гидropередача:

1 – маховик двигателя; 2 – конусный блокировочный фрикцион; 3 – колесо реактивного аппарата; 4 – турбинное колесо; 5 – насосное колесо; 6 – корпус; 7 – ступица реактивного аппарата; 8 – наружная неподвижная обойма автолога; 9 – ролики автолога; 10 – внутренняя обойма автолога

Комплексная гидropередача лишь с двумя нагруженными колесами насоса и турбины обращается в гидромufту, что отражается на ее внешней характеристике правее точки e . Для более эффективной работы комплексной гидropередачи в этом режиме ее насосное 5 и турбинное 4 колеса располагаются симметрично, как в гидромufте (см. рис. 34). Если нагрузка на турбинное колесо начнет возрастать и скорость его будет снижаться, в точке e произойдет заклинивание автолога, колесо реактивного аппарата остановится и гидropередача автоматически перейдет из режима работы гидромufты в режим работы гидротрансформатора и т. д.

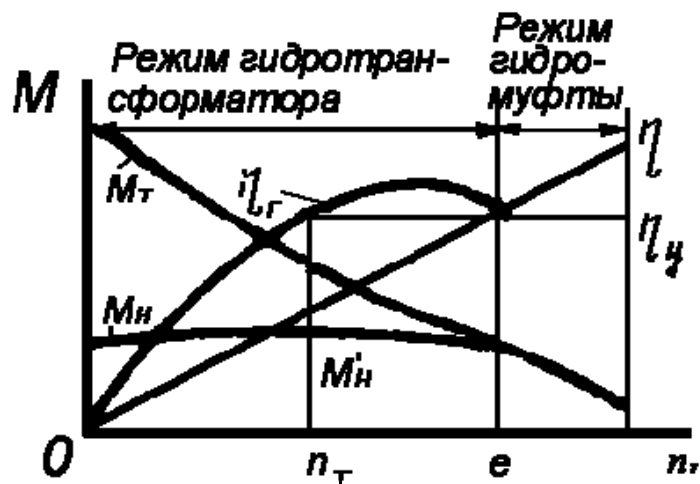


Рис. 40. Внешняя характеристика комплексной гидропередачи

Конструктивное усложнение из-за введения автолога вполне окупается четырьмя преимуществами комплексной гидропередачи над гидротрансформатором:

1) Расширяется в правую сторону рабочая зона гидропередачи и рабочий диапазон по сравнению с гидротрансформатором возрастает с 1,7—2,3 до 2,7—2,9, т. е. примерно в полтора раза.

2) Увеличиваются максимальный и средний в рабочей зоне коэффициенты полезного действия.

3) Снижается рабочий коэффициент автоматичности, приближаясь к желаемому значению 0,25-0,3.

4) Становится возможной блокировка насосного и турбинного колес фрикционом в зоне гидромуфты без неподвижного реактивного аппарата.

Недостатком комплексной гидропередачи считают ее повышенную сложность и снижение КПД около точки e разгрузки реактивного аппарата. Для преодоления последнего недостатка применяют двухреакторные комплексные гидропередачи.

6.3.4. Комплексные гидропередачи с двумя лопаточными колесами реактивного аппарата

Комплексные гидропередачи с двумя лопаточными колесами реактивного аппарата (рис. 41), широко применяемые в американском танкостроении, характеризуются дальнейшим усложнением конструкции. Каждое из двух литых лопаточных колес реактивного аппарата установлено на неподвижном кронштейне на своем индивидуальном автологе, допускающем лишь прямое их вращение в сторону насосного и турбинного колес.

Угол между лопаткой первого реактивного колеса A_1 и касательной к окружности входа в колесо составляет 45° , а для второго колеса $A_2—90^\circ$, поэтому разгрузка последнего происходит при скорости e вращения турбины, большей чем скорость f разгрузки первого колеса. На внешней

характеристике двухреакторной комплексной гидропередачи в зоне больших нагрузок и малых скоростей турбинного колеса от точки O до точки f заклинены оба колеса A_1 и A_2 и на скорости n_{T1} при безударном входе масла на лопатки колеса A_1 достигается первый максимум кривой КПД. При снижении нагрузки и увеличении скорости турбины в точке f освобождается колесо реактивного аппарата A_1 , но еще остается заклиненным колесо A_2 . В зоне от f до e гидропередача работает в режиме трансформатора с углом входа 90° в заторможенное колесо реактивного аппарата A_2 . Поэтому при большей скорости турбины n_{T2} происходит безударный вход масла на лопатки колеса A_2 и имеет место второй максимум кривой КПД. В точке e расклинивается автолог второго колеса A_2 , оно начинает вместе с первым вхолостую вращаться в потоке масла, и гидропередача автоматически с режима гидротрансформатора переходит на режим гидромукты. КПД растет по закону прямой линии, достигая максимального значения $0,91—0,93$. При увеличении сопротивления на валу турбины и снижении ее скорости все переключения автоматически происходят в обратном порядке.

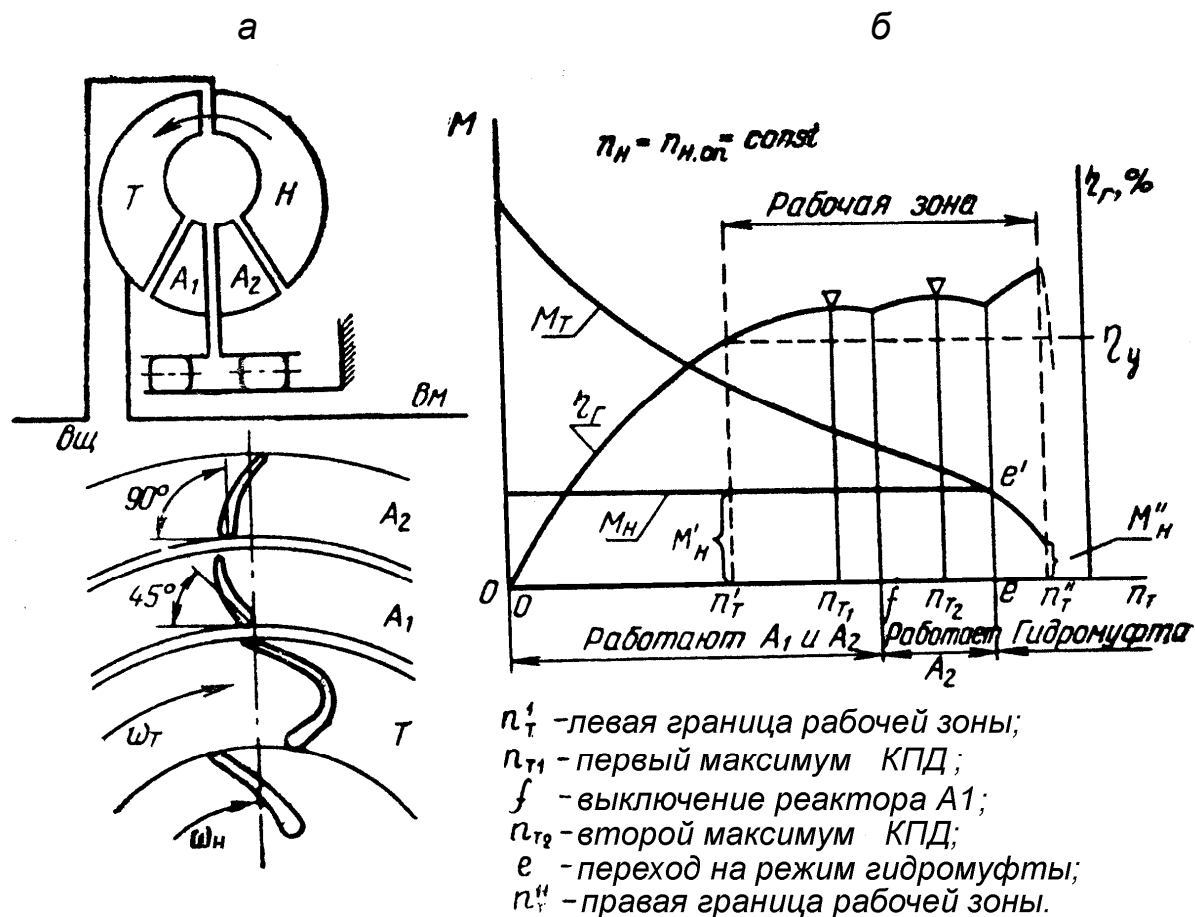


Рис. 41. Комплексная гидропередача с двумя лопаточными колесами реактивного типа:

а – схема круга циркуляции и разрез лопаток; б – внешняя характеристика двухреакторной комплексной гидропередачи

Двухреакторной комплексной гидropередаче свойственны четыре отмеченных преимущества комплексной передачи, которую она превосходит более плавным протеканием кривой КПД без провала около точки e .

Недостатком рассмотренной конструкции является повышенная сложность, что, однако, не мешает широкому применению этих гидropередач.

6.4. Основы конструкции гидромеханических трансмиссий

6.4.1. Гидромеханическая коробка передач

Простейшая первая схема (рис. 42) представляет последовательное соединение гидropередачи ГП с механическим редуктором МР, образующими гидромеханическую коробку передач ГМКП. Она включается между двигателем и механизмом поворота МП машины. Если гидropередача не проектировалась специально для данного двигателя и оптимальное число оборотов ее насосного колеса отличается от оборотов максимальной мощности двигателя, то между ними обычно устанавливается входной редуктор с постоянным передаточным числом 1_n , исключая это рассогласование.

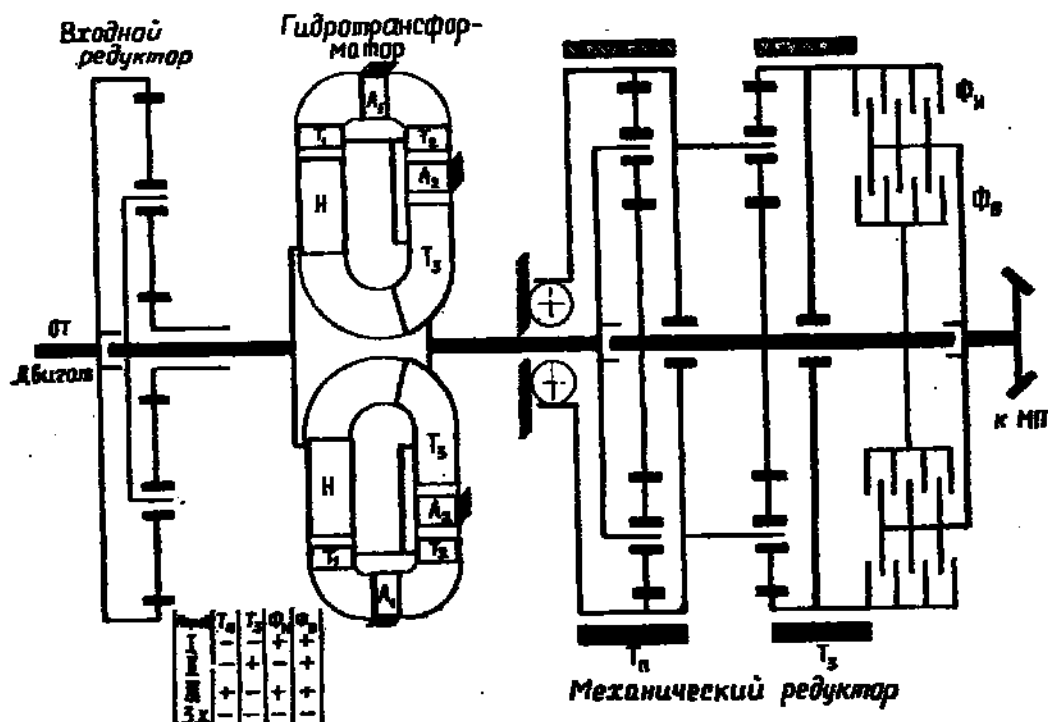


Рис. 42. Схема гидромеханической коробки передач ГМКП американского танка М26

Обычно используется механический редуктор МР планетарного типа, так как переключение простой коробки передач без полного отключения от двигателя из-за отсутствия главного фрикциона крайне затруднительно. В

качестве механизма поворота американских танков М26 (М18) с такой схемой трансмиссии применялся двойной дифференциал, низкие тяговые качества которого при повороте компенсировались автоматичностью трехступенчатого гидротрансформатора, а остальные недостатки оставались неустраненными. Гидромеханическая коробка передач танка «Шеридан» не имеет передачи заднего хода, что объясняется применением трехступенчатого реверсивного планетарного механизма поворота.

Оценивая первую структурную схему, кратко названную ГМКП, отметим ее сравнительные преимущества:

- она проще других в конструктивном отношении, так как является однопоточной и многочисленные детали дополнительного привода и суммирующих планетарных рядов отсутствуют.

- как во всех однопоточных схемах, в ней не сужается диапазон гидромеханической коробки передач.

- моторно-трансмиссионная группа сравнительно надежно защищается последовательно включенной гидропередачей от крутильных колебаний, возбуждаемых поршневым двигателем.

- в зависимости от выбранного типа механизма поворота танк может поворачиваться по нескольким расчетным радиусам определенной величины, не зависящей от автоматически изменяющегося передаточного числа гидропередачи.

Недостатком является низкий КПД трансмиссии, представляющий произведение КПД последовательно включенных агрегатов. Большие потери, достигающие 25% мощности двигателя, будут происходить в последовательно включенной гидропередаче, пропускающей весь мощностей поток. Недостатком можно считать и постоянную на всех ступенях механического редуктора величину расчетного радиуса поворота.

6.4.2. Гидропередача с двухпоточным механизмом передач и поворота

Вторая структурная схема, реализованная в ГМТ легкого американского танка М41 (рис. 43), свободна от последнего недостатка, но в конструктивном отношении значительно сложнее предшествующей. По структуре она представляет последовательное соединение гидропередачи с двухпоточным механизмом передач и поворота (ГП—МПП), в основную ветвь которого включен механический редуктор.

Двигатель парой конических и парой цилиндрических шестерен входного редуктора соединяется с насосным колесом двухреакторной комплексной блокируемой гидропередачи. От турбинного колеса мощность подводится к точке разветвления p . Основной, а при прямолинейном движении и единственный поток мощности проходит через планетарный механический редуктор к эпициклам двух суммирующих планетарных рядов. Замедленная передача редуктора включается тормозом $T_{з.п}$, прямая — блокировочным фрикционом Φ_6 . передача заднего хода — тормозом $T_{з.х}$. Дополнительный привод этого МПП первой группы при прямолинейном движении не нагружен,

так как оба фрикциона поворота Φ_n и Φ_l выключены, а солнечные шестерни взаимно уравновешены с помощью набора четырех конических шестерен. Наличие двух степеней свободы делает прямолинейное движение танка неустойчивым.

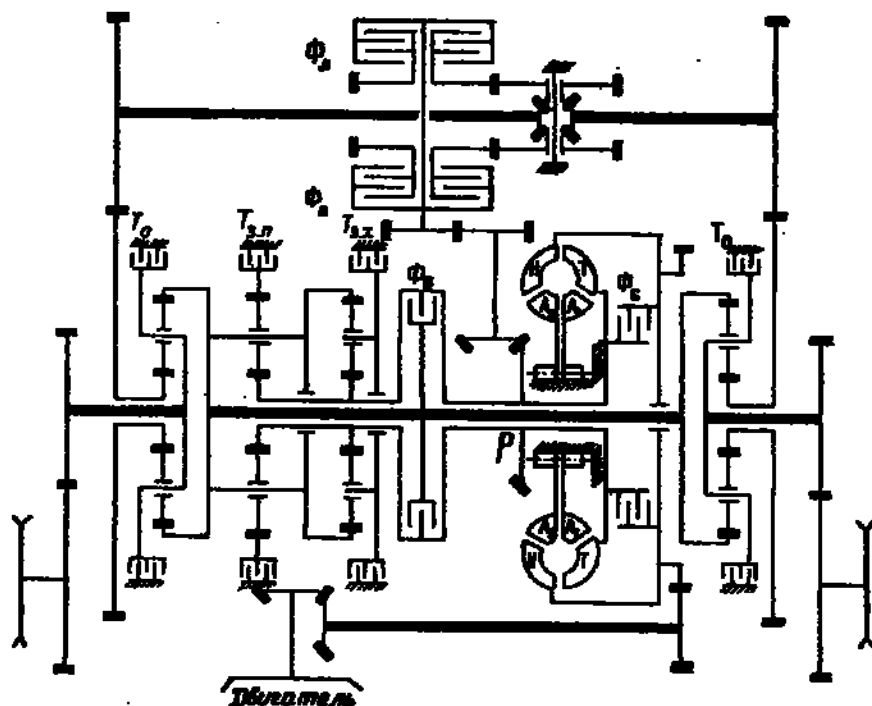


Рис. 43. Схема гидромеханической трансмиссии легкого американского танка М41

Для поворота танка частично или полностью включается фрикцион поворота Φ_n или Φ_l отстающего борта. Вращение от точки разветвления p турбинного вала парой конических, парой цилиндрических шестерен, включенным фрикционом и еще одной парой цилиндрических шестерен передается к верхней или нижней шестерне конического набора. В разные стороны вращаются ведомые конические шестерни, их валы и солнечные шестерни суммирующих планетарных рядов. Ряд, в котором солнечная шестерня будет вращаться в сторону эпицикла, ускорит вращение водила и его гусеница будет забегающей. Во втором ряду солнечная шестерня, вращаясь против эпицикла, в такой же мере снизит скорость водила и его гусеница окажется отстающей. Как во всех механизмах поворота первого типа при постоянной скорости коленчатого вала, постоянном передаточном числе гидропередачи и механического редуктора, скорость прямолинейного движения будет иметь центр машины.

Включение гидропередачи до точки разветвления p приводит к тому, что автоматическое изменение передаточного числа гидропередачи в равной мере влияет на скорость деталей основного и дополнительного приводов, не изменяя радиус поворота танка. При полном включении фрикциона поворота танк движется по дуге расчетного радиуса меньшей величины на замедленной передаче и большей величины на прямой передаче редуктора.

Саморегулирование скорости турбинного колеса гидропередачи будет влиять лишь на скорость движения танка по дуге определенного расчетного радиуса. Блокировочный фрикцион гидропередачи Φ_r автоматически включается по достижении танком определенной скорости для перехода на механическую трансмиссию без больших непроизводительных затрат мощности двигателя. Кроме того, он может включаться водителем для запуска двигателя с буксира и торможения танка двигателем на крутых и длительных спусках. Схема эта наиболее полно удовлетворяет предъявляемым требованиям, Не недостатками являются сложность и сравнительно низкий КПД. Две другие структурные схемы представляют двухпоточные механизмы передач и поворота различных групп с гидропередачей и механическим редуктором, включенными в основную параллельную ветвь механизма (после точки разветвления мощности p).

6.4.3. Трансмиссии танка «Леопард» и БМП «Мардер»

Структура схемы гидромеханической трансмиссии западногерманского танка «Леопард» (рис. 44) представляет двухпоточный МПП первого типа первой группы с комплексной блокируемой гидропередачей, включенной вместе с механическим редуктором в основную параллельную ветвь механизма от двигателя к эпициклам суммирующих планетарных рядов. От схемы трансмиссии танка Т-V1 она отличается заменой механической безвальной коробки передач основного привода коробкой гидромеханической, состоящей из комплексной блокируемой гидропередачи и механического планетарного редуктора с реверсом на четыре передачи для движения передним и четыре задним ходом.

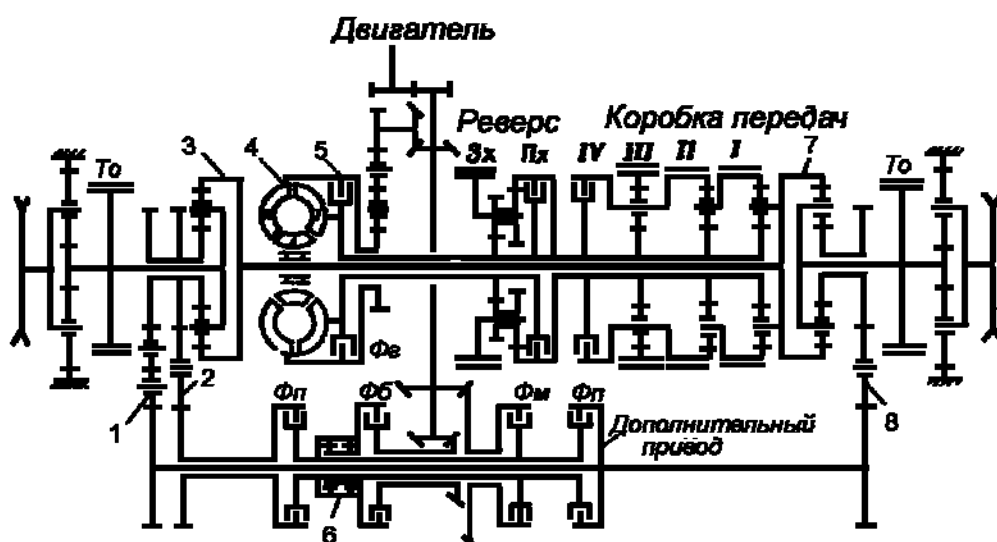


Рис. 44. Кинематическая схема гидромеханической трансмиссии танка «Леопард»:

- 1, 2 и 8 – цилиндрическая передача; 3, 7 – суммирующий планетарный ряд; 4 – комплексная гидромеханическая передача; 5 – блокировочный фрикцион; 6 - автолог

В первом случае включается фрикцион переднего хода $\Phi_{п.х}$, связывающий турбинный вал с ведущим валом четырехступенчатого редуктора. На заднем ходу включается тормоз $T_{з.х}$, вызывающий обратное вращение ведущего вала четырехступенчатого редуктора. Номера тормозов редуктора I, II, III и фрикциона IV, соответствуют номерам включенных ступеней механического редуктора.

Дополнительный привод к солнечным шестерням суммирующих планетарных рядов содержит двухступенчатый конический редуктор с медленной ступенью, включаемой лишь при повороте танка фрикционом Φ_m , и быстрой ступенью, включаемой при более крутом повороте танка фрикционом Φ_b . Наличие автолога позволяет включать Φ_b без выключения фрикциона Φ_m , что улучшает управляемость танком при переходе с большого радиуса поворота на меньший. Ведомый вал редуктора соединяется с центральным валом правым фрикционом поворота Φ_p непосредственно или левым фрикционом поворота Φ_l через пять полюсов внешнего зацепления левых шестерен, что приводит к противоположному вращению центрального вала в первом и втором случаях. Центральный вал связан с солнечной шестерней правого суммирующего ряда двумя полюсами, а левого ряда — тремя полюсами внешнего зацепления, поэтому солнечные шестерни двух суммирующих планетарных рядов при повороте танка всегда вращаются в разные стороны.

Прямолинейное движение танка происходит при выключенных фрикционах медленной Φ_m и быстрой Φ_b ступеней конического редуктора и обоих включенных фрикционах поворота Φ_l и Φ_p . Первое приводит к отключению дополнительного привода от двигателя, а второе — к заклиниванию ведомого и центрального валов и неподвижному закреплению солнечных шестерен обоих суммирующих планетарных рядов. Последнее обеспечивает устойчивость прямолинейного движения танка. Трансмиссия при прямолинейном движении оказывается однопоточной, как всякий МПП первой группы: вся мощность двигателя идет через гидropередачу и механический редуктор к эпициклам обоих суммирующих планетарных рядов и от их водил через бортовые передачи к гусеницам. Комплексная гидropередача автоматически изменяет силы тяги на гусеницах и скорость движения в соответствии с сопротивлением движению танка.

Для поворота танка, например, вправо сначала выключается фрикцион поворота Φ_l левой забегающей стороны. Продолжающееся прямолинейное движение становится неустойчивым, так как оставшийся включенным один правый фрикцион поворота Φ_p не обеспечивает заклинивание валов и солнечных шестерен. Поворот фактически начинается при включении фрикциона Φ_m замедленной ступени конического редуктора. Вращение от двигателя через пару цилиндрических и пару замедляющих конических $i_{к.м}$ шестерен, включенный фрикцион Φ_m и заклиненный автолог А передается ведомому валу, а через оставшийся включенным правый фрикцион поворота Φ_p — к центральному валу. Оба они вращаются в сторону, противоположную

эпициклам суммирующих планетарных рядов и ведущим колесам танка. Солнечная шестерня правого суммирующего планетарного ряда, соединенная с центральным валом через промежуточную шестерню с передаточным числом i_6 , будет также вращаться против вращения эпицикла. Скорость водила от этого уменьшится, и правая гусеница будет отстающей. К левой солнечной шестерне вращение от центрального вала передается через две промежуточные шестерни с таким же передаточным числом i_6 , поэтому она будет вращаться в сторону эпицикла. Скорость левого водила возрастет, и левая гусеница окажется забегающей.

Как во всех механизмах поворота первого типа, происходит равное увеличение передаточного числа к отстающей и уменьшение передаточного числа к забегающей гусеницам; скорость прямолинейного движения (при $l_0 = \text{const}$, $i_r = \text{const}$; $i_{m,pi} = \text{const}$) сохраняет центр машины. Изменением степени пробуксовки фрикциона Φ_m регулируют радиус поворота вплоть до его наименьшего значения.

Для более крутого поворота танка включают фрикцион Φ_6 , быстрой ступени $i_{к,6}$ конического редуктора. Благодаря автологу А это можно делать, не выключая фрикцион Φ_m и не рискуя потерей управляемости в случае отключения дополнительного привода от двигателя из-за одновременного выключения обоих фрикционов Φ_i и Φ_6 конического редуктора. При полном включении фрикциона Φ_6 танк идет по дуге меньшего условно-расчетного радиуса. Более крутые повороты танка на включенной передаче невозможны, так как остановочные дисковые тормоза T_0 связаны с педалью горного тормоза и, как во всех механизмах поворота первого типа, для поворота танка не используются. При нейтральном положении механического редуктора, как во всех двухпоточных схемах, возможен неустойчивый поворот танка вокруг его центра.

На заднем ходу вследствие реверсирования лишь основного привода необходимо изменить связь органа управления с фрикционами поворота, иначе перемещение, например, правого рычага будет увеличивать скорость обратного перематывания правой гусеницы и она будет не отстающей, а забегающей.

Схема ГМТ западногерманского танка «Леопард» превосходит предшествующую устойчивостью прямолинейного движения танка, повышенной экономичностью моторно-трансформаторной группы за счет увеличенного числа передач и диапазона изменения передаточных чисел механического редуктора. Недостатком схемы следует считать отсутствие кинематически определенных расчетных радиусов поворота при полностью включенных фрикционах, в связи с чем поворот чаще осуществляется на пробуксовывающих фрикционах. Конструктивными недостатками трансмиссии танка «Леопард» являются сложность и большой вес.

Схема гидромеханической трансмиссии западногерманской боевой машины пехоты «Мардер» также представляет двухпоточный МПП первого типа первой группы. Ее интересной особенностью является замена

двухступенчатого конического редуктора дополнительного привода бесступенчатой гидрообъемной передачей.

6.4.4. Трансмиссия «КРОСС-ДРАЙВ»

Гидромеханическая трансмиссия «Кросс-Драйв» танков М46, М47, М48 (рис. 45) представляет двухпоточный МПП первого типа второй группы с разветвлением потока мощности при прямолинейном движении.

Входной редуктор, состоящий из пары цилиндрических 24—32 и пары конических 31—20 шестерен ($i_n=1,16$), соединяет коленчатый вал двигателя с разветвляющим валом МПП. В основной привод от точки разветвления p и до эпициклов суммирующих планетарных рядов включена однопоточная ГМКП, состоящая из последовательно соединенных двухреакторной комплексной гидропередачи (КГП) фирмы «Аллисон» и трехступенчатого (с передачей заднего хода) планетарного редуктора ($i_I=1+k_1=3,5$; $i_{II}=1$; $i_{3,x}=-k_{-1}=-2,5$). Планетарный ряд k_{-1} и тормоз $T_{3,x}$ передачи заднего хода по условиям компоновки отделены от остальных частей редуктора: планетарного ряда k_1 , тормоза $T_{3,п}$ замедленной (первой) передачи и фрикциона Φ прямой (второй) передачи переднего хода. Дополнительный привод, соединяющий разветвляющий вал с солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов, состоит из цилиндрического дифференциала с двумя тормозами поворота T и четырех пар цилиндрических шестерен.

Прямолинейное движение происходит при выключенных тормозах поворота T и из-за наличия дифференциала является неустойчивым. Вращение от разветвляющего вала через гидропередачу и механический редуктор (ГМКП) основного привода передается эпициклам суммирующих планетарных рядов, а через дифференциал и шестерни дополнительного привода — к солнечным шестерням, вращающимся в сторону вращения эпициклов. Большая доля мощности проходит через ГМКП к эпициклическим шестерням. Остальная мощность идет через дополнительный привод к солнечным шестерням. Общий к. п. д. трансмиссии за счет недогрузки гидропередачи несколько увеличивается, но диапазон трансмиссии по сравнению с диапазоном ГМКП значительно сужается.

При трогании танка с места, пока его гусеницы и водила суммирующих планетарных рядов неподвижны, эпициклы и турбинное колесо гидропередачи вращаются в обратном направлении $n_T < 0$ и внутри механизма возникает поток циркулирующей мощности, перегружающий дифференциал и шестерни дополнительного привода. Силовое передаточное число гидропередачи при этом возрастает по сравнению со стоп-режимом ($n_T = 0$) примерно на 15% на ускоренной передаче и почти на 60% на замедленной. Включение в планетарном редукторе передачи заднего хода $T_{3,x}$ изменяет направление вращения только эпициклов, а солнечные шестерни продолжают вращаться в прежнем направлении. При различных направлениях вращения эпициклов и солнечных шестерен возникает большой поток циркулирующей мощности, перегружающий детали ГМКП.

Особенность трансмиссии, существенно влияющая на расчет ее деталей, состоит в различной нагрузочной способности двухпоточного МПП в отношении двигателя на разных ступенях механического редуктора. На первой (замедленной) передаче при увеличении нагрузки и остановке танка двигатель при полной подаче топлива нагружается моментом $M'_{\text{дм1}}=200 \text{ кгс-м}$, близким к максимальному $M_{\text{дм}}=200 \text{ кгс-м}$. На второй (ускоренной) передаче момент двигателя $M'_{\text{дм11}}$ не превосходит 182 кгс-м . На передаче заднего хода двигатель работает лишь на регуляторной части внешней характеристики с моментом $M'_{\text{дм1}}$ не более 90 кгс-м .

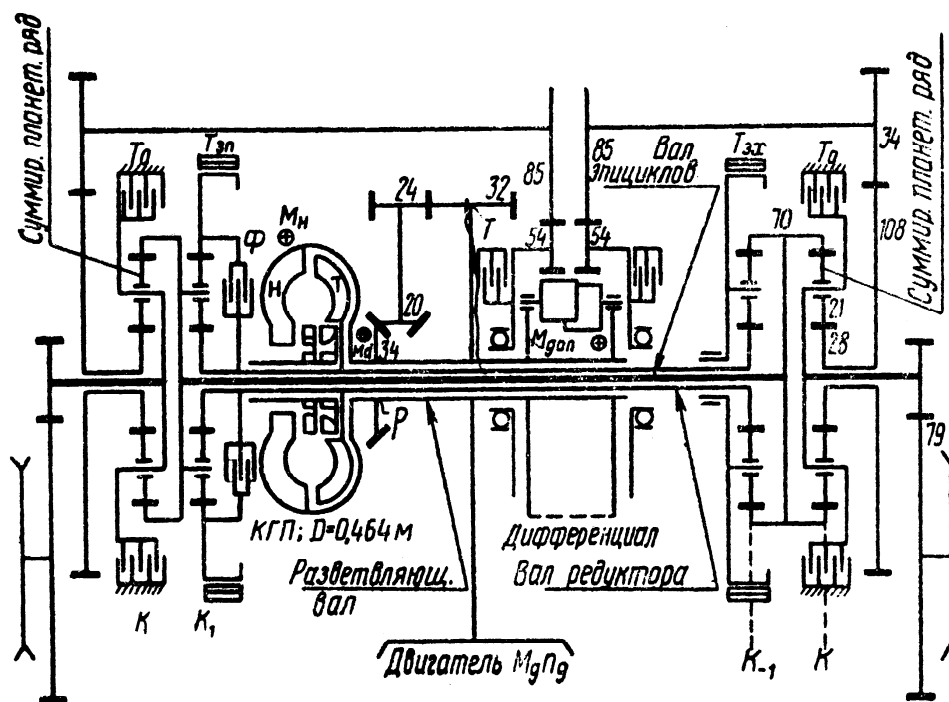


Рис. 45. Двухпоточный МПП первого типа второй группы «Кросс-Драйв» основных американских танков М46, М48

Включение тормоза поворота T на отстающей стороне вызывает снижение скорости солнечной шестерни планетарного ряда этой отстающей стороны и равное увеличение скорости солнечной шестерни забегающей стороны. Соответствующее изменение скоростей водил и гусениц приводит к повороту танка. При полной затяжке тормоза T радиус поворота зависит от передаточного числа гидропередачи. Оно автоматически увеличивается с возрастанием сопротивления движению танка и с уменьшением подачи топлива в двигатель; радиус поворота при этом автоматически уменьшается без воздействия водителя на орган управления. Однако при управлении танком тормоз поворота T обычно полностью не включается, а при частичной затяжке тормоза радиус поворота изменяется в соответствии с величиной тормозного момента.

Вся трансмиссия (за исключением бортовых передач) смонтирована в одном картере МПП сложной двухслойной конструкции, жестко связанном с картером двигателя. Для связи с бортовыми передачами применены карданные сочленения.

Двухпоточная ГМТ «Кросс-Драйв» превосходит однопоточные более высоким общим КПД, обеспечивает танку хорошую управляемость при поворотах с пробуксовывающим тормозом. По остальным показателям она уступает гидромеханическим трансмиссиям с последовательным включением гидropередачи.

6.4.5. Гидромеханической трансмиссии танка М60

В гидромеханической трансмиссии танка М60 (рис. 46) параллельное включение комплексной гидropередачи сохраняется как при прямолинейном движении, так и при повороте.

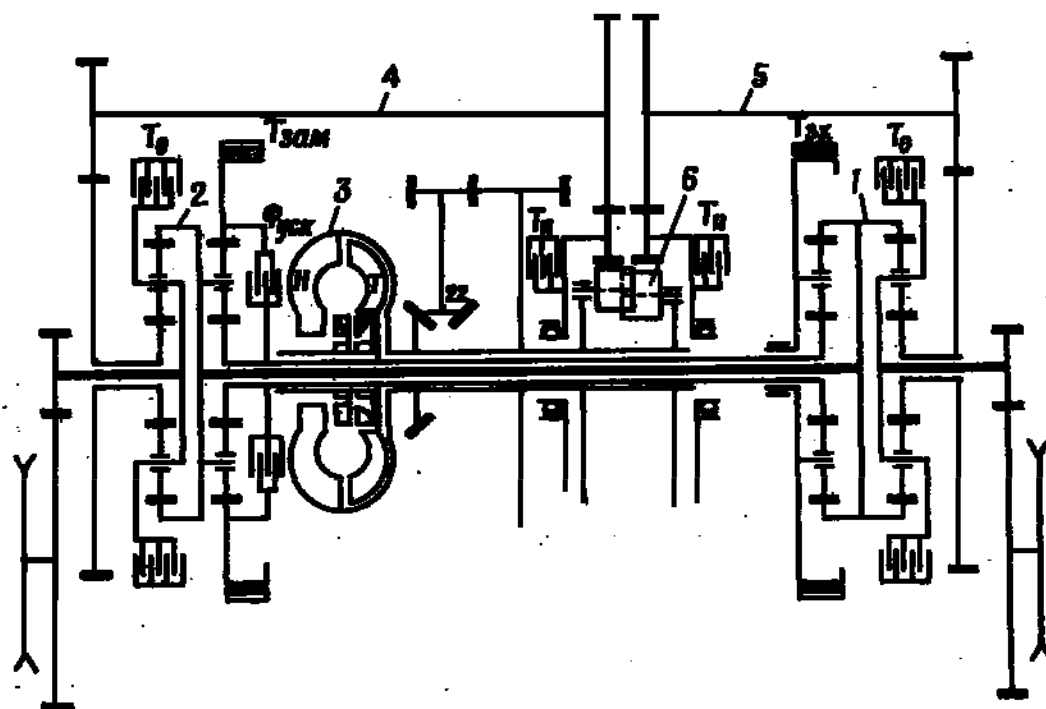


Рис. 46. Кинематическая схема гидромеханической трансмиссии танка М60:

1, 2 – суммирующие планетарные ряды; 3 – комплексная гидropередача; 4, 5 – валы дополнительного привода; 6 – дифференциал

При прямолинейном движении солнечные шестерни и эпициклы суммирующих планетарных рядов 2 и 1 вращаются в одну и ту же сторону и мощность от двигателя направляется к водам двумя потоками. Один поток мощности проходит через комплексную гидropередачу 3 и планетарную коробку передач на эпициклы суммирующих планетарных рядов. Другой (параллельный) поток мощности направляется через простой цилиндрический дифференциал 6 и шестерни валов 4 и 5 на солнечные шестерни суммирующих планетарных рядов. Так как эта часть мощности

проходит по механической цепи со сравнительно малыми потерями, то суммарный к. п. д. трансмиссии будет выше, чем в последовательной схеме, где вся мощность проходит через гидропередачу с ее более низким, чем в механических передачах, к. п. д. Это достоинство, однако, в значительной мере обесценивается тем, что сужается диапазон трансмиссии по сравнению с диапазоном системы гидропередача – коробка передач, так как в регулировании общего диапазона принимает участие только часть мощности двигателя, проходящая через гидропередачу.

При повороте одним из тормозов T_n останавливается солнечная шестерня суммирующего планетарного ряда, что приводит к замедлению вращения водила этого ряда, и связанная с ним гусеница становится отстающей. За счет свойств дифференциала солнечная шестерня другого ряда увеличит скорость своего вращения; обороты водила, а следовательно, и скорость связанной с ним гусеницы возрастут, и эта гусеница станет забегающей. С переходом от прямолинейного движения к повороту способ соединения гидропередачи с механическими передачами не изменяется, схема остается параллельной. Поэтому при повороте на нее распространяются в полной мере те закономерности, которые были выявлены при рассмотрении поворота танка «Леопард».

7. ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ

Подвижность боевой гусеничной машины зависит не только от конструкции и свойств ее трансмиссии, но и от конструкции и свойств приводов управления ею. Свойства приводов управления влияют и на управляемость машины, и на утомляемость механика-водителя.

Приводами управления называется система устройств и механизмов, с помощью которых водитель управляет двигателем, трансмиссией и движителем машины. Нами рассматриваются лишь приводы управления агрегатами трансмиссий военных гусеничных машин: главными фрикционными, коробками передач и планетарными редукторами, механизмами поворота и остановочными тормозами. Несмотря на большое разнообразие приводов управления, к ним предъявляются общие требования, по которым оцениваются существующие образцы и разрабатываются новые конструкции.

7.1. Требования, предъявляемые к приводам управления и основные пути выполнения этих требований

1. Простота, легкость и удобство управления движением машины. Выполнение этого требования в большой мере обеспечивается правильной компоновкой отделения управления машины: сокращением числа органов управления (рычагов, педалей, штурвалов, рукояток) и удобным их размещением около механика-водителя. Кроме того, необходимо снижать усилия и ходы рычагов и педалей для сокращения работы механика-

водителя, затрачиваемой на управление машиной. Для этого всемерно повышают коэффициент полезного действия всех узлов приводов управления, иногда применяют механические приводы управления с переменным передаточным числом; используют сервопружины, облегчающие выключение пружинных фрикционов; применяют эффективные сервоприводы управления, в которых почти всю работу управления за водителя выполняет двигатель.

2. Точность управления машиной, когда каждому фиксированному и промежуточному положению органа управления соответствует определенный режим прямолинейного или криволинейного движения машины. Выполнение этого требования в большей мере зависит от конструкции агрегатов трансмиссии и особенно ее фрикционных устройств.

От механических приводов управления в связи с этим требуются высокая жесткость и износоустойчивость деталей, обеспечивающие стабильность регулировочных параметров в эксплуатации.

3. Быстрота реагирования привода управления на действия механика-водителя, т. е. малое запаздывание системы, обеспечивается:

а) сокращением свободных ходов и зазоров в узлах, а также повышением жесткости деталей механических приводов управления;

б) применением гидравлических сервоприводов с практически несжимаемым рабочим телом - маслом;

в) достаточной производительностью масляного насоса, исключающей чрезмерное запаздывание в работе привода.

4. Высокая надежность и постоянная готовность привода управления к работе в механических приводах сравнительно просто обеспечиваются прочностью деталей привода и применением фиксаторов, замков, стопоров и концевых упоров, четко определяющих исходное и конечное положения привода.

В гидросервоприводах для выполнения этого требования необходимы дополнительные меры:

а) выбор масла с наиболее стабильной вязкостью;

б) предварительный подогрев гидросистемы в холодное время;

в) привод масляных насосов от ведущих и ведомых частей трансмиссии или установка дополнительного дублирующего масляного насоса с электроприводом для запуска двигателя машины с буксира;

г) применение дублирующего механического привода управления на случай отказа гидросервопривода.

5. Из общеконструкторских требований применительно к приводам управления необходимо выделить высокую компактность конструкции. Для улучшения компактности громоздкие узлы механических приводов заменяют гидросервоприводами управления, повышают рабочее давление масла в гидросервоприводах, а размещают их узлы в картерах обслуживаемых агрегатов трансмиссии.

7.2. Классификация и сравнительная конструктивная оценка приводов управления.

Классификация гидросервоприводов

7.2.1. Классификация и сравнительная конструктивная оценка приводов управления

Наиболее общей является классификация приводов управления по источнику энергии, используемой для управления машиной.

По этому признаку все приводы управления делятся на три отличные друг от друга группы: приводы непосредственного действия; приводы с сервопружинами; различные сервоприводы.

Приводы управления непосредственного действия – это такие приводы, в которых вся работа, необходимая для управления образцом БТВ, совершается механиком-водителем.

По конструктивным признакам они дополнительно делятся на механические и гидравлические, в которых энергия передается посредством сжатой жидкости – масла. Такие механические приводы сравнительно просты, надежны, постоянно готовы к действию. В связи с этим они широко применяются для управления агрегатами трансмиссий легких машин, не требующими затраты значительной энергии механика-водителя, и часто используются для управления простыми коробками передач. Механические приводы совершенно необходимы для управления остановочными тормозами, которые должны безотказно действовать при неработающем двигателе и неподвижном образце БТВ, когда гидросервопривод работать из-за остановки насосов гидросистемы неспособен.

Основной недостаток механических и гидравлических приводов управления непосредственного действия заключается в большой работе, требующейся от механика-водителя для управления современными быстроходными машинами. Другие недостатки механических приводов состоят в громоздкости их узлов (рычагов, тяг, валов, кулачковых механизмов и пружин), а также в подверженности значительному износу отдельных деталей, нарушающему регулировку и точность работы привода управления в эксплуатации.

Гидравлические приводы компактны, износоустойчивы, имеют более высокий к.п.д.

В приводах управления с сервопружинами всю работу управления также совершает механик-водитель, но работа эта для управления пружинными фрикционами при прочих равных условиях оказывается на 25–35% меньше, чем в приводе непосредственного действия. Объясняется это тем, что сервопружина, работающая с переходом нейтрального положения, частично уравнивает пружины фрикциона в выключенном положении, не противодействуя им во включенном состоянии фрикциона.

В исходном нулевом положении привода управления главным фрикционом танка Т-54 сила сервопружины создает на pedalном валике

момент, направленный против часовой стрелки и прижимающий верхний регулировочный болт педали к броне. Сервопружина при этом не препятствует нормальному полному сжатию дисков трения пружинами фрикциона. При повороте педали водителем точка e присоединения сервопружины перемещается по дуге окружности, осевая линия пружины в положении f проходит через ось вращения педали. После прохода этого нейтрального положения направление момента силы сервопружины меняется на обратное и сервопружина, сокращаясь, помогает водителю выключить фрикцион, дополнительно сжать его пружины и удерживать фрикцион в выключенном положении. Уменьшение потенциальной энергии сократившейся сервопружины приводит к накоплению энергии дополнительно деформируемых пружин фрикциона. При возвращении педали в исходное положение пружины фрикциона вновь растягивают сервопружину, возвращает ей потенциальную энергию. Эта циркуляция энергии между пружинами фрикциона и сервопружиной показывает, что сервопружина может использоваться для облегчения управления только пружинными фрикционами или тормозами, включаемыми своими собственными пружинами. Кроме того, двукратная передача энергии по приводу управления сопровождается двойными потерями энергии на трение в нем, что значительно снижает общую эффективность работы приводов управления с сервопружиной.

Теоретически, без учета к. п. д. привода управления доля работы снимаемой с водителя сервопружиной, определится отношением площадей равновысоких треугольника и трапеции

Если с помощью к. п. д. привода управления учесть силы трения, то натяжение сервопружины для самостоятельного возвращения педали необходимо уменьшить; пропорционально уменьшится и ее полезная работа

С учетом сил трения необходимый для выключения фрикциона момент возрастет и пропорционально увеличится работа для выключения. В результате действительная доля работы, снимаемая сервопружиной, значительно уменьшится

Другими недостатками приводов с сервопружинами остаются громоздкость их узлов и подверженность значительным износам. Тем не менее сервопружины широко применялись на танках Т-34, Т-44, Т-54 и ИС-3 для облегчения управления главными, бортовыми и блокировочными пружинными фрикционами.

Сервоприводы управления отличаются от предшествующих тем, что в них почти вся работа по управлению агрегатами трансмиссии выполняется двигателем посредством гидравлических, пневматических или электрических преобразователей. В зависимости от типа преобразователя сервоприводы управления дополнительно подразделяются на гидравлические, пневматические, электрические, механические, вакуумные и смешанные.

Гидросервоприводы (ГСП) превосходят другие типы сервоприводов по точности работы, компактности, надежности и простоте. Они особенно

широко применяются на современных танках, БМП и поэтому будут предметом рассмотрения.

Преимущества гидросервоприводов по сравнению с механическими приводами управления заключаются в высокой эффективности действия, облегчающей и упрощающей управление машиной; высокой компактности и износоустойчивости, обеспечивающей стабильность регулировок. привода управления в течение длительного периода эксплуатации машины.

Недостатки гидросервоприводов управления состоят в повышенной сложности изготовления и в подверженности температурным влияниям. Высокая эффективность работы гидросервоприводов заставляет предъявлять к ним такое дополнительное требование, как наличие на органе управления небольшого усилия, пропорционального силовому воздействию на управляемый агрегат трансмиссии. В противном случае при отсутствии всякого сопротивления на рычаге или педали водитель теряет «чувство машины», т. е. не представляет себе, например, насколько сильно затягивается тормоз поворота или в какой мере сжаты пружины выключаемого фрикциона.

7.2.2. Классификация гидросервоприводов

В состав крайне разнообразных схем гидросервоприводов управления обязательно входят четыре основных элемента:

- орган управления;
- источник гидравлической энергии;
- распределительное устройство;
- исполнительный механизм, связанный с нагрузкой, т. е. с управляемым агрегатом трансмиссии.

Кроме того, необходимы резервуар с запасом масла, фильтр для его очистки, иногда требуются радиатор для охлаждения масла, предохранительный (или редукционный) клапан и трубопроводы. Характерным элементом приводов следящего действия является обратная связь. Водитель, действуя на орган управления, подает сигнал распределительному устройству, которое направляет поток масла, создаваемый источником энергии, в исполнительный механизм. Давление масла на поршень сервомотора или мембрану бустера создает силу, необходимую для преодоления сопротивления нагрузки. Таким образом работа для управления тем или иным агрегатом трансмиссии полностью выполняется двигателем танка, приводящим в действие масляный насос; водитель лишь управляет золотником, для перемещения которого нужна ничтожная сила.

Гидросервоприводы классифицируются в основном по двум признакам: по схеме циркуляции масла при неработающем гидросервоприводе и по возможности и характеру регулирования воздействия на управляемый агрегат трансмиссии.

По первому признаку различают гидросервоприводы с проточной и тупиковой гидравлическими схемами.

По второму признаку ГСП делятся на три группы:

- 1) «включен – выключен»;
- 2) регулятор давления;
- 3) следящего действия.

7.3. Анализ конструкций ГСП

7.3.1. Анализ конструкций ГСП по схеме циркуляции масла при неработающем ГСП

В проточной схеме масло, подаваемое насосом, постоянно циркулирует через золотник; для повышения давления с началом работы масло дросселируется золотником на сливе.

Тупиковая схема отличается постоянной работой насоса на полное противодействие масла, ограничиваемое редукционным клапаном. Золотник, перемещаясь, постепенно перекрывает сливное отверстие и с некоторым запозданием открывает напорную магистраль. Достоинства проточной схемы заключаются в более быстром реагировании привода управления с постоянно заполненным маслом золотником и сервомотором на действия водителя; незначительных затратах мощности на вращение шестерен насоса, обычно работающего без противодействия; упрощении конструкции редукционного клапана, вступающего в действие лишь в исключительных случаях. Недостаток сводится к трудности обслуживания одним насосом нескольких сервомоторов.

Тупиковая схема допускает обслуживание одним насосом нескольких сервомоторов, что часто требуется в танковых приводах управления. Аккумуляторы давления, применяемые в тупиковых схемах автомобильных гидроприводов управления, восполняют недостаточную подачу масла насосом при расходе его несколькими сервомоторами и обеспечивают работу привода управления в течение некоторого времени после остановки двигателя. Поэтому тупиковая схема получила большее распространение, чем проточная, несмотря на свойственные ей недостатки: менее быстрое реагирование на действия водителя, повышенный расход мощности на постоянное приведение нагруженного насоса в действие, более сложную конструкцию постоянно работающего редукционного клапана. От двух последних недостатков свободны тупиковые схемы с разгрузкой системы от давления масла при неработающем приводе управления.

Возможность и характер регулирования воздействия на управляемый агрегат трансмиссии зависят в основном от способа соединения органа управления с распределительным устройством — золотником. По этому признаку все гидросервоприводы управления дополнительно делятся на три типа.

Гидросервоприводы первого типа практически не представляют водителю возможности регулировать силу или перемещение тяги, связанной с нагрузкой, и поэтому кратко называются приводами «да—нет» или «включен—выключен».

Приводы второго типа позволяют водителю точно регулировать силовое воздействие на нагрузку за счет варьирования рабочим давлением масла и называются регуляторами давления.

Третий тип гидросервоприводов обеспечивает однозначную зависимость перемещения тяги нагрузки от перемещения органа управления и называется приводом управления следящего действия.

7.3.1.1. Гидросервопривод работающий по принципу включен-выключен

В этом приводе орган управления (рычаг) имеет жесткую кинематическую связь с золотником, что является отличительным признаком данного привода. Золотник может фиксироваться только в двух крайних положениях - исходном (на рис. 47 показано толстыми линиями) и конечном (показано тонкими линиями)

В исходном положении золотника напорная магистраль перекрыта, а сливная открыта. Поршень сервомотора занимает также исходное положение, соответствующее включенному фрикциону. В конечном положении золотника напорная магистраль открыта, а сливная закрыта. В этом случае поршень также займет конечное положение, соответствующее выключенному фрикциону. Следовательно, главная особенность такого сервопривода заключается в том, что в соответствии с двумя крайними положениями золотника и поршень занимает или исходное, или конечное положение.

Промежуточные положения поршня неустойчивы, и поэтому гидросервопривод, работающий по принципу включен - выключен, применяется для таких управляемых элементов трансмиссии, где не требуется регулирование промежуточных положений, а необходимо только полностью исключить или полностью выключить управляемый элемент. Примером таких элементов могут служить тормоза планетарных коробок передач и главные фрикционы.

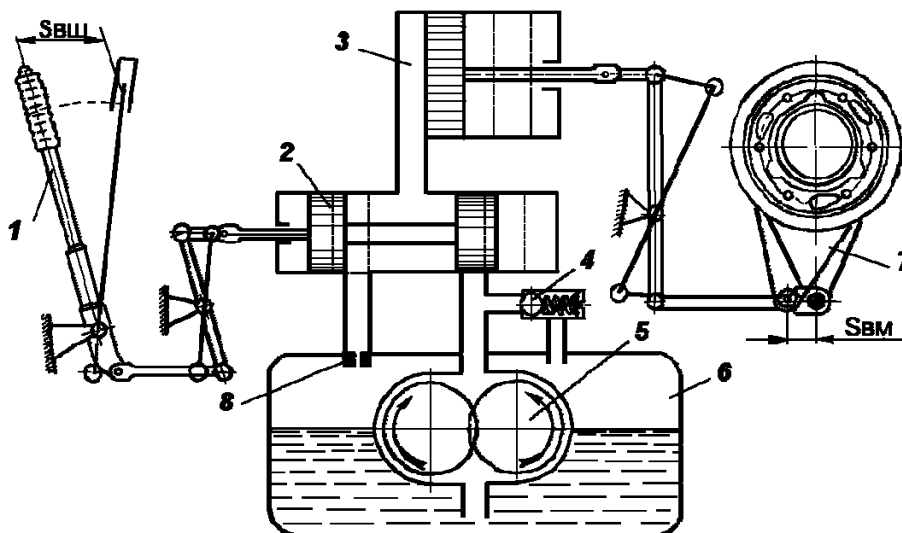


Рис. 47. Схема гидросервопривода, работающего по принципу «включен – выключен»:

1 – рычаг управления; 2 – золотник; 3 – сервомотор; 4 – редукционный клапан; 5 – масляный насос; 6 – масляный резервуар; 7 – управляемый элемент; 8 – калиброванное отверстие

Иногда в сливной магистрали выполняют калиброванное отверстие 8, которое обеспечивает плавное, нерегулируемое водителем время включения фрикциона. В этом случае продолжительность буксования фрикциона отделяется сечением калиброванного отверстия 8 и не зависит от характера воздействия водителя на орган управления.

Характерной конструктивной особенностью такого гидросервопривода является жесткая кинематическая связь органа управления с золотником.

Подобные приводы обоснованно применяются лишь для управления планетарными редукторами гидромеханических трансмиссий танков М46, М60, машины СУ-Т-70 и других, где резкость работы привода компенсируется плавностью нарастания момента в гидродинамической передаче. При наличии «смягчающих» устройств этот привод может использоваться для управления главными фрикционами и для переключения ступеней планетарных и простых коробок передач с фрикционным включением ступеней.

Широко известный привод управления главным фрикционом советских средних танков, оборудованный, кроме сервопружины, еще и электропневматическим сервоустройством, работает по принципу «включен—выключен». Водитель может только замкнуть электроконтакт для выключения фрикциона и разомкнуть его для включения без всякой регулировки промежуточных положений, что характерно для работы всех гидросервоприводов управления первого типа «включен—выключен». Для исключения слишком резкого, не регулируемого водителем включения

фрикциона в приводе предусмотрено смягчающее устройство в виде калиброванного отверстия, представляющего значительное гидравлическое сопротивление для масла, которое выдавливается пружинами фрикциона из рабочего цилиндра в бустер. Это замедляет процесс включения фрикциона и делает более плавным трогание танка с места.

7.3.1.2. Гидросервопривод, работающий по принципу регулятора давления.

Гидросервопривод, работающий по принципу регулятора давления (рис. 48) конструктивно отличается от ранее рассмотренного введением пружины между рычагом управления и золотником. Кроме того, золотник должен обязательно нагружаться давлением масла, для чего в нем просверлены радиальное и осевое отверстия, сообщающие кольцевую напорную проточку золотника с объемом за его правым торцем.

Перемещение рычага управления вызывает деформацию пружины. Под действием сжатой пружины смещается золотник, перекрывая слив ровно настолько, чтобы возросшее давление масла на правый торец золотника уравновесило усилие сжатой пружины. Таким образом, каждому положению рычага управления соответствуют свое давление масла (отсюда название— регулятор давления) и свое усилие поршня сервомотора, передаваемое управляемому агрегату. Регулятор давления обеспечивает высокую точность управления, но может применяться только при монотонном возрастании сопротивления управляемого агрегата (нагрузки). Если сопротивление нагрузки в какой-то момент работы исчезает или уменьшится, равновесие поршня нарушится и чрезмерное давление масла вытолкнет поршень из цилиндра наружу.

Практически этот гидросервопривод следует применять для управления одним фрикционным элементом: главным фрикционом, опорным тормозом ПКП, тормозом дифференциального механизма поворота (танки М46, М48, М60), остановочным тормозом и т. д. Последовательное управление несколькими фрикционными элементами планетарного механизма поворота характерно немонотонно изменяющимся сопротивлением и требует применения гидросервоприводов следящего действия.

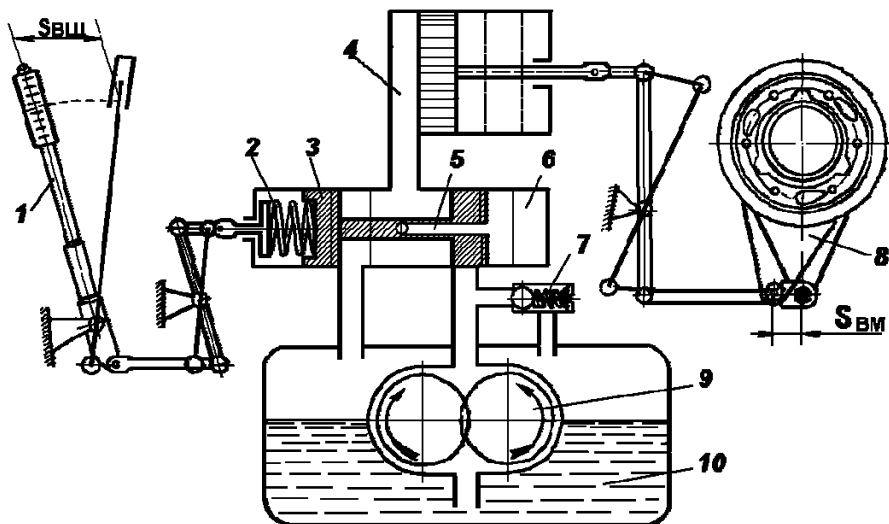


Рис. 48. Схема гидросервопривода, работающего по принципу регулятора давления:

1 – рычаг управления; 2 пружина; 3 – золотник; 4 – сервомотор; 5 – радиальное и осевое сверление; 6 – полость за золотником; 7 – редукционный клапан; 8 – управляемый элемент; 9 – масляный насос; 10 – масляный резервуар

Особенность кинематических соотношений регулятора давления вытекает из наличия в приводе к золотнику пружины с модулем жесткости $m_{п.р.}$

Здесь перемещение ведомого конца привода складывается из необходимого перемещения золотника и деформации пружины полным давлением масла на правый торец золотника. Усилие на рукоятке определится аналогично гидросервоприводу «включен—выключен»

В качестве примера гидросервопривода второго типа рассмотрим конструкцию привода управления тормозами механизма поворота американских танков. Органами управления являются рычаги управления. При их наклонах в левую или правую сторону вращается вертикальный валик поворота, тягами и рычагами связанный с коромыслом золотниковой коробки. Пальцы коромысла входят в проточки втулок, скользящих по стержням золотников. Между втулками и буртиками золотников находятся пружины, типичные для регуляторов давления. Вторая конструктивная особенность регуляторов давления: радиальное и осевое сверления золотника, делающие его неуравновешенным в отношении давления масла. Распределительным устройством схемы служат два одинаковых золотника, исполнительным механизмом—два кольцевых сервомотора, нагрузкой—два дисковых тормоза T поворота.

При нейтральном положении рычага управления сервомоторы тормозов поворота трубками соединены со сливом, тормоза поворота выключены и танк движется прямолинейно. При наклоне рычага управления в правую или левую сторону срабатывает соответствующий золотник регулятора

давления, подавая масло в гидросервомотор тормоза поворота со стороны отстающего борта танка. Наклоном рычага управления задаются поворот коромысла и определенное поджатие пружин регулятора. Под действием сжатой пружины перемещается золотник, сообщая напорную магистраль с полостью сервомотора. Одновременно по радиальному и осевому сверлениям золотника масло поступает в правую полость золотниковой расточки и оттуда оказывает давление на золотник, противодействующее усилию пружины. Под действием двух этих сил золотник находит свое равновесное положение, перекрывая напорную магистраль в большей или меньшей степени и регулируя тем самым давление в полости золотника и сервомотора. Чем больше наклон рычага, тем больше давление масла, меньше буксование тормоза и круче поворот танка в соответствующую сторону.

Лыски, предусмотренные на теле золотника, служат для искусственного пропускания небольшого количества масла на слив. Это исключает вибрации золотника и обеспечивает его равновесные положения при любом наклоне рычага управления за счет переменного дросселирования потока масла на входе в золотник. При отсутствии лысок и утечек масла в напорной полости золотника возможна лишь вибрационная работа регулятора давления, так как при перемещении золотника сначала перекрывается сливная, а затем начинает открываться напорная магистраль. Большая производительность шестеренчатых насосов обеспечивает лишь незначительное снижение максимального давления в золотнике и сервомоторе вследствие утечки масла через малое проходное сечение лысок.

В целом гидросервопривод танка М46 особенно с системой полива тормозов и подпитки гидропередачи выполнен по довольно-сложной схеме. Работа собственно гидросервопривода достаточно надежна и обеспечивает легкое управление танком.

7.3.1.3. Гидросервопривод следящего действия

Приводы управления следящего действия характеризуются наличием обратной связи: воздействием на золотник со стороны нагрузки, в зависимости от конструкции элементов этой обратной связи они дополнительно делятся на приводы с механической и гидравлической обратной связью.

Привод следящего действия с механической обратной связью

На рис. 49 показана принципиальная схема гидросервопривода следящего действия. Основные элементы этого привода те же, что и в предыдущих схемах. Отличительным признаком является наличие тяги 6 обратной связи и дифференциального рычага 2, шарнирно соединенного с этой тягой в точке 6.

Как видно из схемы, золотник 3 имеет прямую связь с рычагом 1 управления и обратную связь от нагрузки (чашки выключения фрикциона) и поршня посредством тяги 6.

Работает этот сервопривод следующим образом. В исходном положении рычага управления полость сервомотора сообщена со сливом, а напорная магистраль перекрыта золотником и давление масла в ней ограничивается редукционным клапаном.

При перемещении рычага 1 управления дифференциальный рычаг 2 поворачивается относительно точки б, так как к тяге 6 обратной связи приложено большое сопротивление от нагрузки. Золотник 3 постепенно смещается вправо, открывая напорную магистраль и закрывая сливную. Давление в полости золотника возрастает, жидкость течет в сервомотор и приводит в движение поршень.

Перемещаясь, поршень через систему тяг преодолевает сопротивление нагрузки, а через тягу 6 обратной связи стремится повернуть рычаг 2 относительно точки а и сместить золотник 3 влево. Смещению золотника влево препятствует перемещение рычага 1 и точки а, но если рычаг 1 остановить в некотором промежуточном положении, то точка а станет неподвижной и тяга обратной связи сместит золотник влево, который частично перекроет напорную и откроет сливную магистрали. Давление в полости золотника и в сервомоторе упадет и движение поршня прекратится. Если давление в сервомоторе упадет настолько, что поршень под воздействием нагрузки начнет двигаться влево, то через тягу 6 рычаг 2 повернется относительно неподвижной точки а и золотник сместится вправо - давление в полости золотника и сервомоторе повысится и движение поршня прекратится.

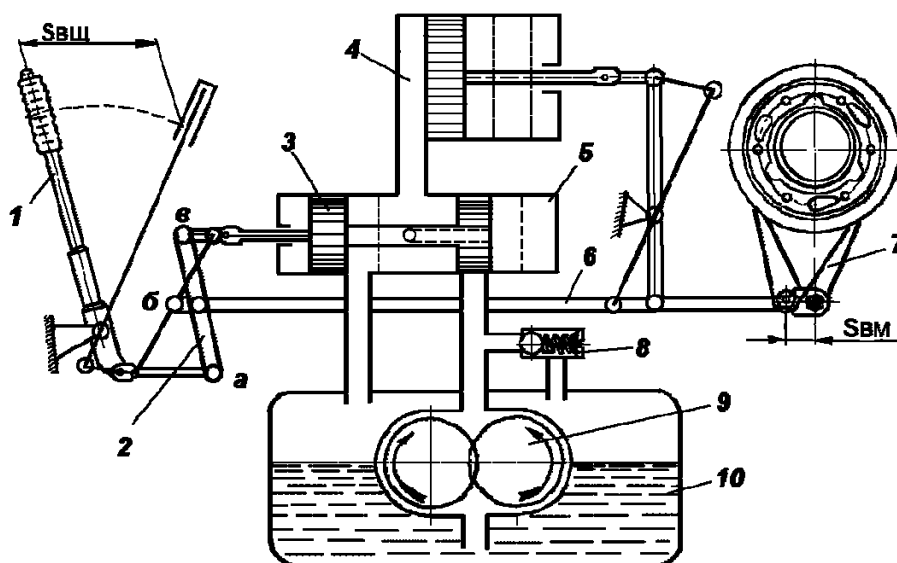


Рис. 49. Схема гидросервопривода, работающего по принципу следящего действия:

- 1 – рычаг управления; 2 – дифференциальный рычаг; 3 – золотник; 4 – сервомотор; 5 – полость за золотником; 6 – тяга обратной связи; 7 –

управляемый элемент; 8 – редукционный клапан; 8 – управляемый элемент;
9 – масляный насос; 10 – масляный резервуар

Продолжая перемещать рычаг управления к конечному положению, все повторится: рычаг 2 повернется относительно точки б, золотник сместится вправо, напорная магистраль откроется, сливная - закроется. Давление в полости золотника и в сервомоторе повысится, и поршень начнет двигаться. В конечном положении рычага 1 сервопривод будет работать так же, как и в промежуточном.

При переводе рычага управления в исходное положение золотник перекроет напорную магистраль и откроет сливную. Давление в системе упадет и все детали под действием возвратной пружины и усилия нагрузки возвратятся в исходное положение.

Таким образом, главная особенность сервопривода следящего действия состоит в том, что поршень сервомотора реагирует только на перемещение рычага управления, как бы следит за ним, обеспечивая строгое соответствие между положением поршня сервомотора при любом характере изменения нагрузки.

Для обеспечения «чувства машины» водителем в золотнике имеются радиальное и осевое сверления, через которые давление масла передается в полость 5 и действует на торец золотника, стремясь отжать его влево. Это действие в виде реакции на рычаге управления и ощущает водитель.

Сервопривод следящего действия при отсутствии давления масла в системе будет работать как привод непосредственного действия. Действительно, при перемещении рычага управления дифференциальный рычаг 2 вначале будет поворачиваться относительно точки б и смещать золотник вправо на весь его ход, после чего золотник станет неподвижным. В дальнейшем рычаг 2 будет поворачиваться относительно точки в и через тягу б обратной связи перемещать чашку выключения фрикциона, т. е. будет воздействовать на нагрузку.

Все рассмотренные типы сервоприводов могут выполняться с постоянным давлением масла в напорной магистрали (тупиковые) или с постоянной циркуляцией масла (проточные).

В тупиковых схемах при исходном положении органа управления золотник перекрывает напорную магистраль, давление в ней постоянно и зависит от регулировки редукционного клапана. Такие гидросервоприводы на современных машинах получили наибольшее распространение, так как они позволяют одним насосом обеспечить работу нескольких сервомоторов, а также системы смазки трансмиссии.

Для повышения чувствительности привода применяются схемы с постоянной циркуляцией масла (рис. 50).

В этой схеме содержатся все элементы рассмотренной выше системы, но в исходном положении рычага 1 золотник 2 не закрывает напорную магистраль и при работающем насосе 5 масло свободно циркулирует в системе. Следовательно, уменьшаются потери мощности двигателя на

работу насоса, так как он нагружается только во время действия сервомотора.

Такой гидросервопривод следящего действия использовался, например, для последовательного управления двумя фрикционными элементами В этой схеме обеспечить работу нескольких сервомоторов от одного насоса. Поскольку давление в системе создается только при закрытии сливного отверстия. В остальном работа такой системы не отличается от предыдущей.

механизма поворота немецкого танка Т-У и может применяться для последовательного управления тремя фрикционными элементами двухступенчатых планетарных механизмов поворота. Ход органа управления в гидросервоприводе следящего действия определяется с учетом действия рычажка обратной связи.

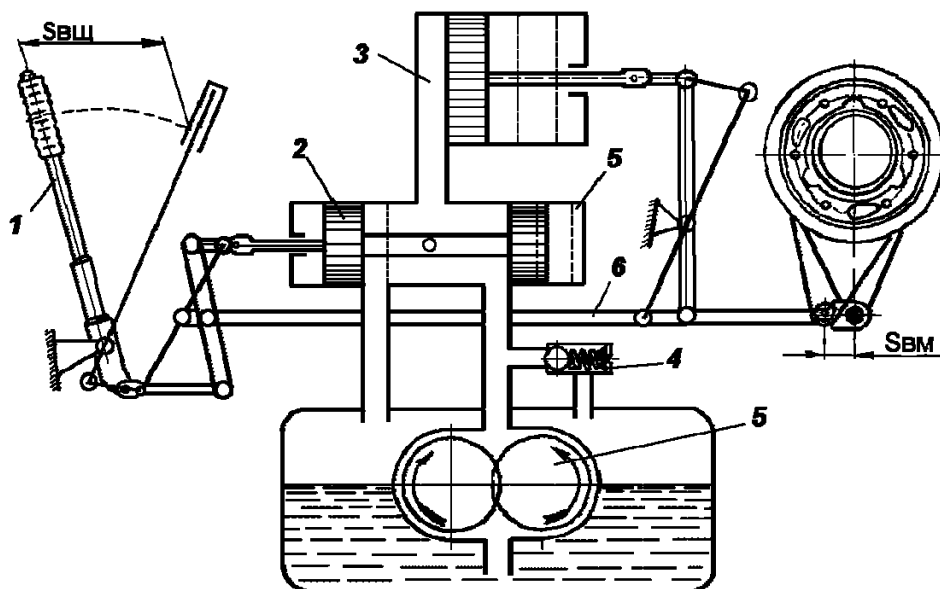


Рис. 50. Схема гидросервопривода с постоянной циркуляцией жидкости:
1 – рычаг управления; 2 – золотник; 3 – сервомотор; 4 – редукционный клапан; 5 – насос

Усилие на органе управления при работающей гидравлической системе привода управления будет таким же, как в других типах гидросервоприводов

Если гидравлическая система бездействует и тяга обратной связи используется в качестве дублирующего механического привода непосредственного действия, усилие на органе управления значительно возрастет (где $P_{\text{ВМ}}$ — наибольшее усилие, необходимое для управления агрегатом трансмиссии; — к. п. д. кинематической цепи от органа управления к агрегату трансмиссии). В качестве органа управления здесь используется рычаг или педаль с большим передаточным числом, в противном случае усилие, требуемое от водителя при неработающей гидравлике, превосходит допустимые величины.

Примером конструкции гидросервопривода следящего действия с механической обратной связью является привод управления механизмом поворота танка Т-У, выполненный по проточной гидравлической схеме.

В соответствии со структурной схемой основными частями гидросервопривода управления для каждого борта танка будут: рычаг управления поворотом, золотник проточного типа (с рычажком обратной связи) основного сервомотора выключения опорного и включения остановочных тормозов, второй золотник проточного типа вспомогательного сервомотора включения фрикциона поворота и восьмиплунжерный двухсекционный масляный насос, приводимы в действие двигателем танка.

Кроме того, имеются общий для обоих бортов специальный маслобак гидросервопривода управления, предохранительные клапаны с пружинами, возвратная пружина основного подвижного гидросервомотора, копирное устройство для управления вспомогательным золотником, дюритовые шланги и металлические трубопроводы. Рычаг управления свободно вращается на базовом валу, тягой соединен с рычажком обратной связи и после выбора зазора может передавать вращение силовому рычагу. Поршень основного сервомотора шарнирно закреплен к корпусу танка, а подвижный корпус сервомотора шарнирно связан с силовым рычагом. Рычажок обратной связи шарнирно крепится к кронштейну подвижного корпуса и поэтому не имеет постоянно неподвижной оси вращения.

Поворот рычага управления вызывает перекрытие слива в основном золотнике, движение корпуса по отношению к неподвижному поршню, поворот силового рычага и поочередное управление фрикционными устройствами: выключение опорного тормоза, включение фрикциона поворота и затем включение остановочного тормоза. Если рычаг управления после поворота на некоторый угол, например на половину полного угла поворота, остановить, средняя точка h рычажка станет неподвижной, правая точка j , двигаясь вместе с цилиндром вниз, поднимет левую точку f , воздействовавшую на золотник, и последний поднимется вверх, открывая путь маслу на слив. Дальнейшее движение цилиндра прекратится, и он остановится вслед за рычагом управления на половине своего общего хода.

Соответствие хода цилиндра перемещению рычага управления - характерная особенность работы и основное преимущество сервоприводов управления следящего действия. Оно не распространяется на работу вспомогательного сервомотора: конфигурация впадины исключает получение промежуточных положений, и привод управления фрикционом поворота F_p работает по принципу «включен— выключен». При незаведенном двигателе или неисправной гидравлике после выбора зазора возможны непосредственный поворот силового рычага, выключение опорного тормоза T и затяжка остановочного T_o . При этом теряется возможность включения фрикциона поворота F_p и получения второго расчетного радиуса; механизм поворота как бы обращается в бортовой фрикцион. В этом приводе управления проявились и недостатки проточных схем: для четырех сервомоторов требуются четыре или два двухсекционных

насоса. Недостатком также является резкое включение фрикциона поворота Фп вспомогательным сервомотором, исключающее возможность плавного регулирования радиусов поворота танка, больших второго расчетного. Сложность и пониженная надежность конструкции объясняются размещением всех элементов гидросервопривода снаружи, вне картера обслуживаемого механизма поворота; применением автономной гидравлической схемы, не объединенной с системой смазки трансмиссии; необычным закреплением поршня и перемещением цилиндра основного сервомотора.

Привод следящего действия с гидравлической обратной связью используется в автостроении в качестве гидроусилителя рулевых механизмов, может применяться для облегчения и ускорения переключения ступеней простых коробок передач с синхронизаторами. Для такого полуавтоматического переключения передач применяется сервомотор двойного действия, поршень которого, связанный с нагрузкой вилкой, способен перемещаться из нейтральной в одну и другую стороны. Орган управления с помощью тяг и рычагов соединяется с золотником, помещенным в расточку поршня. Между буртиком золотника и навинченной на него гайкой находятся втулка с буртиком и шайба. Они под действием пружины упираются во внутренний буртик поршня и ввинченную в него пробку. Внутреннее сверление золотника t является сливным, наружная проточка f между двумя калиброванными буртиками - напорной. Поршень перемещается в расточке корпуса, закрытого с торца крышкой и закрепленного на привалочной площадке картера коробки передач. На хвостовике поршня крепится вилка, связанная с муфтой синхронизатора; к напорной проточке l поршня по сверлению i корпуса подводится масло от насоса и далее по радиальному сверлению j поршня постоянно заполняет напорную проточку f золотника. Правый сливной отсек v корпуса сообщается с внутренним объемом картера коробки передач для свободного слива туда отработавшего масла. Правая $г$ и левая d внутренние расточки поршня сообщаются сверлениями в его теле соответственно с левым h и правым $з$ рабочими объемами корпуса.

В нейтральном положении золотника его напорная проточка f изолирована от обеих расточек $г$ и d поршня (тупиковая гидравлическая схема). Обе расточки сообщены кольцевыми щелями со сливом, масло на поршень не давит, и поршень под действием пружины удерживается на золотнике в нейтральном положении. Для включения одной из двух передач водитель, действуя на рычаг кулисы, смещает золотник, например, вправо. Правый калиброванный буртик золотника сначала изолирует правую расточку $г$ поршня от слива, а затем сообщает ее кольцевой щелью с напорной проточкой f золотника. Масло по образовавшемуся пути поступит в левый рабочий объем h корпуса, окажет давление на кольцевую площадку поршня, заставляя его вслед за золотником смещаться вправо. Следящее действие здесь проявляется в том, что если в каком-то промежуточном положении водитель остановит золотник, поршень пройдет чуть дальше и

сам перекроет кольцевую щель, сообщавшую напорную проточку f золотника с правой расточкой $г$ поршня. Подача масла в левый рабочий объем h корпуса прекратится, и поршень вслед за золотником остановится. Если золотник переместить дальше, вслед за ним будет перемещаться и поршень. Для включения другой передачи водитель смещает золотник влево, через левую расточку d поршня будет заполняться маслом правый рабочий объем s корпуса и поршень вслед за золотником пойдет влево. Если давление масла отсутствует, переключение передач обеспечивается дублирующим механическим приводом, требующим от водителя большего усилия. При смещении золотника вправо полностью выбирается осевой зазор между втулкой и шайбой и усилие от гайки золотника передается втулкой и шайбой к буртику поршня. При смещении золотника влево также выбирается зазор и усилие передается от буртика золотника шайбой и втулкой к пробке поршня.

Преимуществом рассмотренного гидросервопривода управления является его тупиковая гидравлическая схема, допускающая обслуживание одним насосом нескольких сервомоторов. Кроме того, он проще гидросервопривода с обратной механической связью в конструктивном отношении и надежнее его в эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бронетанковая техника. Конструкция и расчет. Учебник. – М.: Воениздат, 1984.
2. Бронетанковая техника. Основы теории и конструкции. Учебник, часть 2. – М.: Воениздат, 1973.
3. Бронетанковое вооружение. – М.: Воениздат, 1991.