

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

В.К. Голубев, А.С. Аистов

Передаточные устройства

Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Нижний Новгород

ННГАСУ

2015

ББК 38

Т62

Рецензенты:

А.Ю. Панов – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой теоретической и прикладной механики НГТУ им.Р.Е. Алексеева

А.И. Вольников – кандидат технических наук, доцент, зав. научно-исслед. лаборатории кафедры эксплуатации мобильных энергетических средств и сельхоз машин НГСХА

Голубев В.К. Передаточные устройства /Текст/: учебн. пос. для вузов /В.К. Голубев, А.С. Аистов; Нижегород. архит.- строит. ун-т – Н.Новгород: ННГАСУ, 2015. – 64с. ISBN-87941-263-6

В учебном пособии рассмотрены основные виды механических и гидравлических передаточных устройств, применяемых в трансмиссиях современных строительных машин. Данное учебное пособие является составной частью методических разработок для более углубленного изучения дисциплины «строительные машины».

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения и профилей направления «Строительство» 08.03.01 и специальности **08.05.№** «Строительство уникальных зданий и сооружений» при изучении дисциплин «Строительные машины», «Машины для строительства и содержания автомобильных дорог и аэродромов»

Рис. 30, библиограф.б назв.

ББК 38

ISBN-87941-263-6

Содержание

Введение.....	5
1.Механические передаточные устройства.....	6
1.1.Основные сведения о передачах, передаточных устройствах трансмиссии машины.....	6
1.2.Двигатели.....	8
1.3.Муфты сцепления.....	13
1.4.Передачи, редукторы и коробки передач.....	16
1.4.1.Фрикционные передачи.....	19
1.4.2.Ременные передачи.....	21
1.4.3.Зубчатые передачи.....	28
1.4.4.Червячные передачи.....	31
1.4.5.Цепные передачи.....	34
1.4.6.Редукторы.....	36
1.4.7.Планетарные редукторы.....	37
1.4.8.Коробка передач.....	40
1.4.9.Карданный вал.....	43
1.4.10.Дифференциальный механизм.....	45
2.Гидравлические передаточные устройства.....	47
2.1.Основные сведения о передачах, передаточных устройствах гидравлической трансмиссии машин.....	47
2.2.Гидрообъемные передачи.....	47
2.2.1.Шестеренный насос.....	49
2.2.2.Гидрораспределители.....	50

2.2.3.Гидроцилиндры.....	52
2.2.4.Гидроаккумуляторы.....	53
2.3.Гидродинамические передаточные устройства.....	56
2.3.1.Гидромурфты.....	56
2.3.2.Гидротрансформаторы.....	57
Литература.....	63

ВВЕДЕНИЕ

Современное строительное производство невозможно без применения машин, оборудования, средств малой механизации и технологической оснастки, т.к. механизация строительства позволяет сократить производственный цикл и повысить качество строящихся объектов.

Программой и учебным планом изучения технологии строительного производства предусматривается, прежде всего, изучение строительных машин, их назначение и область применения, конструктивные особенности рабочего оборудования, рабочий процесс, эксплуатационные показатели и перспектива развития.

Учебное пособие предназначено для студентов, изучающих строительные машины и оборудование на действующих образцах и моделях специализированных лабораторий кафедры технологии строительства. В свою очередь, рассмотрение конструкций, кинематических схем и принципа действий машин без предварительного изучения передаточных устройств, трансмиссии в целом не позволяют студенту получить углубленные знания машины и в полной мере использовать ее возможности рабочих движений при выполнении операций технологического процесса.

Кроме того, преподавая дисциплину «Строительные машины и средства малой механизации», авторами замечено стремление студентов технического ВУЗа к более углубленному познанию отдельных устройств машин и, в частности, трансмиссии.

1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

1.1 Основные сведения о передачах, передаточных устройствах механической трансмиссии машины.

Повышение мощности современных машин и усложнение их функций предъявляет все более жесткие требования к передаточным механизмам, установленным между двигательным и исполнительным органами машины. К основным функциям передаточных механизмов относятся: передача и преобразование движения, изменение и регулирование скорости, распределение потоков мощности между различными исполнительными органами данной машины, пуск, остановка и реверсирование движения. Эти функции должны выполняться безотказно с заданной степенью точности и с заданной производительностью в течение определенного промежутка времени. При этом механизм должен иметь минимальные габариты, быть экономичным и безопасным в эксплуатации. В ряде случаев к передаточным механизмам могут предъявляться и другие требования – надежная работа в загрязненной или агрессивной среде, при высоких или весьма низких температурах и т. д.

Тип передаточного механизма, а следовательно, и метод его расчета выбирают в соответствии с назначением механизма, режимом и условиями его работы.

Характер и продолжительность действия нагрузки, наличие вибраций и ударов, запыленность и агрессивность среды, значительные перепады рабочих температур и другие дополнительные условия учитывают при расчете и конструировании механизма.

Трансмиссия машины – это совокупность силовых устройств, позволяющих передать вращающий момент от двигательного механизма исполнительному механизму (рабочему органу).

Нагрузки на звенья машины при ее работе складываются от действия рабочего органа (полезные) и от преодоления сил трения в сопряженных узлах деталей (негативные). Последние главным образом выражены силами трения между сопряженными деталями и частями машины при передаче вращающего момента рабочему органу машины. Отсюда следует, что только часть работы движущих сил используется на преодоление полезных сопротивлений. Другая ее часть затрачивается на преодоление сил трения. Чем короче трансмиссия в машине, тем меньше сопряженных узлов и меньше потери мощности двигателя, выше КПД машины.

В связи с этим, не лишнее напомнить студенту, изучающему строительные машины, что работа, произведенная за секунду, называется мощностью (работоспособностью) силы.

$$\text{Мощность определяется по формуле } N = P_{np} v \text{ (кгм/с)}, \quad (1)$$

где: v – скорость точки приложения силы,

P_{np} – приведенная сила.

Единица мощности - 1 лошадиная сила (л.с.) или 1 кВт=1,36 л.с.

Мощность сил, приложенных к вращающемуся коленчатому валу двигателя, равна произведению момента « M » силы относительно оси вращения на угловую скорость « ω » вращения вала:

$$N = M_{вр} \cdot \omega = M_{вр} \cdot \frac{\pi n}{30}, \text{ (кгм/с)}. \quad (2)$$

Если мощность измерена в кВт, то:

$$M_{вр} = 947 \frac{N(\text{кВт})}{n(\frac{1}{\text{мин}})}, \text{ (Н} \cdot \text{м)}. \quad (3)$$

Передаточные устройства и трансмиссии подразделяются на механические, гидравлические и пневматические, а также их сочетание, например, гидромеханические, пневмомеханические и др.

В качестве примера на рис.1 приведена схема передачи вращающего момента от двигателя 1 ведущим колесом 8 механической трансмиссии грузового автомобиля, состоящей из следующих силовых передаточных устройств: постоянно замкнутой фрикционной муфты-сцепления 2, коробки передач 3, карданного вала 4, главной конической зубчатой передачи 5, дифференциала 6 и полуосей 7.

1.2 Двигатели

Двигатели в машине являются определяющими понятиями «привода машины». Приводом машины называют совокупность двигателя, трансмиссии и системы управления. Приводы в машине могут быть одномоторные (экскаватор одноковшовый) и многомоторные (кран башенный).

В строительных машинах в основном используются электродвигатели и двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

В машинах для содержания автомобильных дорог и аэродромов применяются также реактивные двигатели.

Электродвигатели. Их достоинства заключаются в экономичности, способности выдерживать кратковременные перегрузки, независимости от внешних погодных условий, возможности реверсирования (изменения направления вращения вала), отсутствии загрязнения окружающей среды. К недостаткам электродвигателей следует отнести зависимости от источников питания электросети, ограниченную свободу передвижения машины.

ДВС подразделяются, в зависимости от топливоподготовки, подачи его в камеру сгорания и системы зажигания, на дизельные, карбюраторные и инжекторные.

Дизельные двигатели. Их достоинства: надежность, экономичность, приспособленность к определенным перегрузкам, автономность. Недостат-

ками являются невозможность реверсирования, зависимость от температуры окружающей среды.

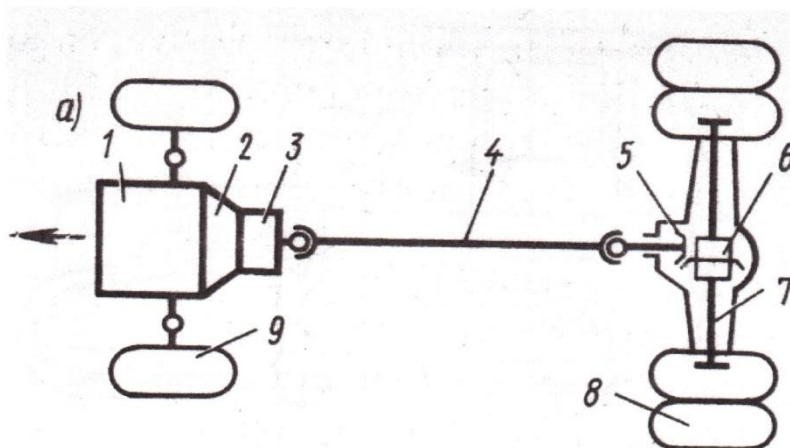


Рис.1

Схема силовой передачи грузового автомобиля

Карбюраторные двигатели с искровым зажиганием имеют достоинства: облегченный запуск, автономность, меньшее загрязнение окружающей среды по сравнению с дизельными двигателями. К недостаткам следует отнести невозможность реверсирования, зависимость от температуры окружающей среды при запуске двигателя, недостаточная надежность карбюратора при подготовке воздушно-топливной смеси в зимнее время эксплуатации машин, повышенная стоимость топлива.

Инжекторные двигатели более надежны при пуске в зимнее время эксплуатации по сравнению с карбюраторными. Применение инжекторов для подачи топлива в распыленном состоянии позволило избавиться от «капризного» устройства – карбюратора и одновременно сохранить принудительную систему зажигания в отличие от дизеля. Кроме того, двигатель автономен, более экономичен, за счет применения топлива с повышенным октановым числом, имеет более полное сгорание его при принудительной системе зажи-

гания. К недостаткам можно отнести невозможность реверсирования, повышенные расходы на промывку инжекторов.

Вышеперечисленные ДВС имеют общие конструктивные детали, узлы и системы: смазки, охлаждения, подготовки и подачи топлива, зажигания.

Массивный блок ДВС имеет несколько цилиндров (к примеру 4,6 или 8). В каждом цилиндре расположен поршень, соединенный посредством шатуна с коленчатым валом. На заднем конце этого вала посажен маховик. Цилиндровый блок сверху закрыт головкой, а снизу – картером. Каждый цилиндр имеет впускной клапан воздуха и выпускной клапан отработанных газов, продукта сгорания топлива. Клапаны в каждом цилиндре открываются и закрываются по определенной схеме распределительным механизмом двигателя.

Подача топлива в цилиндры дизеля и инжекторного двигателя производится в распыленном виде топливной аппаратурой с применением форсунок и инжекторов.

Подача воздушнотопливной смеси у карбюраторных двигателей осуществляется после ее подготовки в специальном устройстве – карбюраторе.

Очередность воспламенения тонкораспыленного топлива в цилиндрах дизеля, так же, как и подача воздуха, осуществляется по определенной схеме.

Очередность принудительного зажигания топлива в карбюраторном и инжекторном двигателях также осуществляется по определенной схеме системы.

Рабочие процессы четырехтактных ДВС

Тактом называют газообменный процесс, протекающий в цилиндре за один ход поршня.

Рабочий процесс дизеля состоит из 4-х тактов. **Первый такт** – впуск воздуха, поршень идет вниз, при этом через открытый впускной клапан цилиндр заполняется воздухом.

Второй такт – сжатие воздуха. Поршень перемещается вверх при закрытых клапанах, при этом воздух в цилиндре сжимается (степень сжатия 16-19), температура его, вследствие сжатия, поднимается на 600-700 °С. В конце этого такта топливный насос через форсунку впрыскивает в камеру сгорания цилиндра дизтопливо, которое при такой температуре самовоспламеняется.

Третий такт – рабочий ход. Продукты сгорания своим давлением перемещают поршень вниз. При этом шатун поворачивает коленчатый вал на пол-оборота.

Четвертый такт – выпуск. Поршень, минуя нижнюю мертвую точку, перемещается вверх, вытесняя из цилиндра через открытый выпускной клапан отработанные газы в выхлопной коллектор.

Рабочий процесс карбюраторного двигателя

В первом такте засасывается не воздух, а воздушнотопливная парообразная смесь, подготовленная специальным устройством – карбюратором.

Во втором такте происходит сжатие смеси (степень сжатия 6-9).

В третьем такте производится принудительное искровое зажигание смеси с помощью подачи на свечу высокого напряжения от генератора машины. Осуществляется рабочий ход поршня.

В четвертом такте происходит выпуск продуктов сгорания через открытый выпускной клапан.

Рабочий процесс инжекторного двигателя

В первом такте, так же как и у дизеля, идет заполнение цилиндра воздухом.

Во втором такте, так же как и у дизеля, происходит сжатие при закрытых клапанах.

В третьем такте, так же как и у дизеля, производится впрыск через инжекторы тонко распыленного топлива, как и у карбюраторного двигателя производится принудительное его воспламенение. Осуществляется при этом рабочий ход поршня.

В четвертом такте – выпуск отработанных газов идентичен дизельному и карбюраторному двигателям.

Регулирование и основные параметры ДВС

Равномерность вращения коленчатого вала двигателя обеспечивается определенным порядком работы цилиндров (например 1-5-3-6-2-4) и энергией вращающего маховика.

Регулирование частоты вращения вращающего момента и мощности двигателя осуществляется изменением количества подаваемого топлива или рабочей смеси с помощью акселератора.

Основными параметрами двигателя являются: мощность (кВт); частота вращения вала (об/мин); вращающий момент (Н·м).

1.3 Муфты сцепления

Сцепные управляемые муфты предназначены для соединения и разъединения валов во время их относительного вращения, т.е. «на ходу» или во время остановки и в состоянии покоя.

По характеру сил сцепления ведущей и ведомой части управляемой муфты могут быть кулачковые, зубчатые, электромагнитные, жидкостные, порошковые и фрикционные. Наибольшее распространение в автомобилях, тракторах, экскаваторах получили фрикционные муфты. Классификация фрикционных муфт сцепления представлена на схеме (рис.2).

Передача вращающего момента от коленчатого вала двигателя сцепной фрикционной муфтой ведомому карданному валу машины производится плавно и бесшумно. Основными этапами управления являются включение и выключение передачи вращающего момента.

При включении рычага управления (педаль сцепления) плавно отпускаются и фрикционные поверхности при этом сближаются и сжимаются, а ведомый вал набирает обороты до частоты ведущего вала. Во время работы муфты при нормальной нагрузке проскальзывание фрикционных дисков не допустимо.

Проскальзывание сжатых поверхностей дисков, при достижении внешней нагрузки предельного значения сил трения, используют во фрикционных предохранительных муфтах, с целью защиты двигателя различных узлов машины от перегрузки.

При выключении муфты рабочие поверхности дисков сцепления разжимаются и отводятся, педаль сцепления при этом выжимается оператором до отказа и ведомый вал постепенно останавливается.

Основным требованием к выключенной муфте является отсутствие трения между частями при их относительном вращении (особенно в многодис-

ковых муфтах). Причинами трения между дисками выключенной муфты являются искривление (покоробленность) дисков и слипание дисков вследствие смазки между их поверхностями.

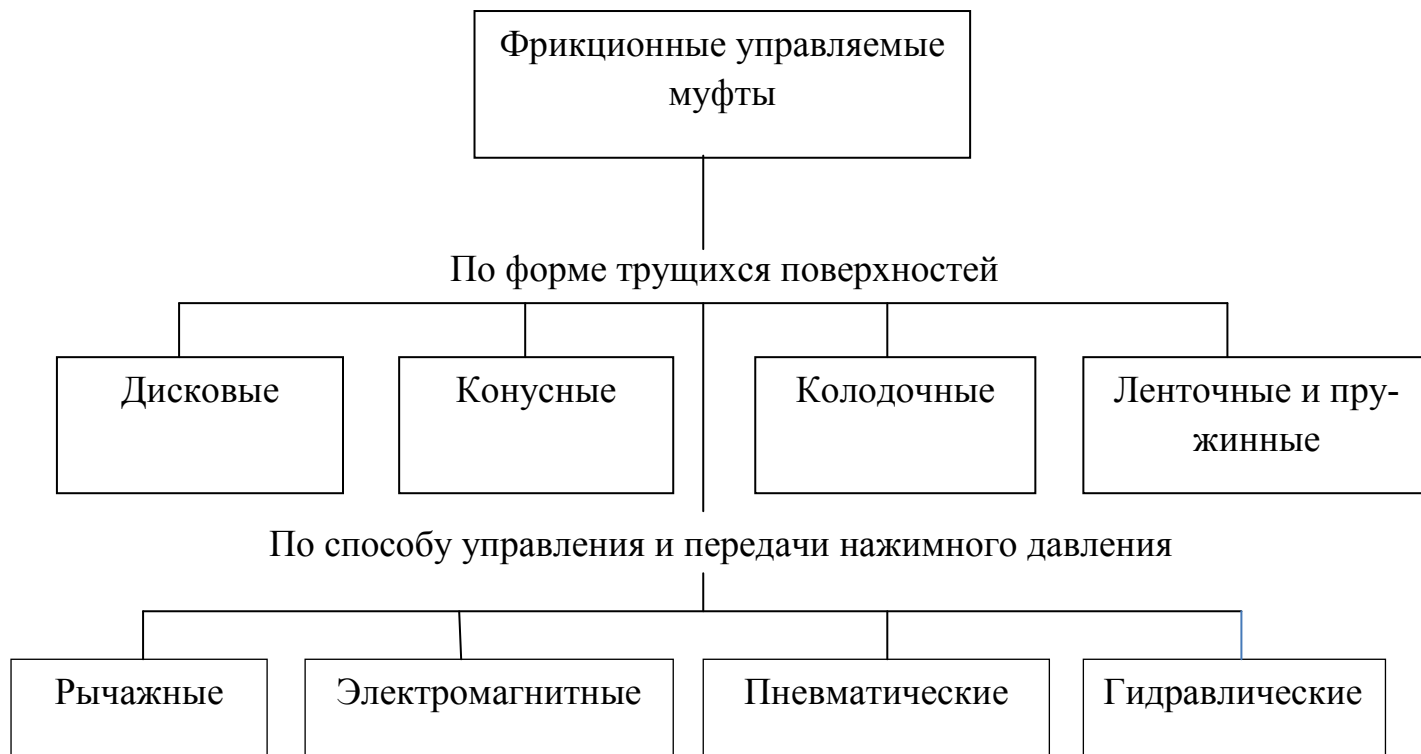


Рис.2

Схема классификаций фрикционных муфт сцепления

К материалам трущихся поверхностей в сцепных муфтах предъявляются специальные требования:

а) высокий коэффициент трения, сохраняющий постоянное значение в определенном диапазоне скоростей, температур и нагрузок;

б) достаточная механическая и термическая прочность;

в) небольшой износ и отсутствие задиров;

г) высокая теплопроводность, позволяющая быстрое отведение тепла от трущихся поверхностей.

Характеристики применяемых фрикционных материалов приведены в таблице 1.

Наиболее распространены в строительных машинах трущиеся поверхности сцепления фрикционных муфт на асбестовой основе и металлокерамических порошков. Эти материалы позволяют уменьшить габариты муфт, кроме того они более износостойки и могут работать как всухую, так и со смазкой.

Механизмы управления муфтой должны обеспечивать:

1. Надежность действия в различных условиях эксплуатации;
2. Плавность включения муфты;
3. Равномерное распределение давления по всей площади поверхности трения;
4. Возможность регулирования давления сопряженных деталей муфты, по мере возможности их трущихся поверхностей.

Таблица 1

Материалы трущихся поверхностей	Условия работы	Коэффициент трения, f	Удельное давление, кг/см^2	Максимальная температура, $^{\circ}\text{C}$
Закаленная сталь – закаленная сталь	Со смазкой	0,08	6-8	250
Чугун – чугун или сталь	Со смазкой Всухую	0,06 0,15	6-8 2,5-4	250-300 250-300
Бронза – чугун или сталь	Со смазкой	0,05	4	150
Прессованный асбест – чугун или сталь	Всухую	0,3	2-3	150-200
Металлокерамика – чугун или сталь	Всухую Со смазкой	0,4 0,1	3 8	550 550

1.4 Передачи, редукторы и коробки передач

Передачи – устройства, передающие механическую энергию от двигателя, в виде вращающего момента, к рабочему органу машины. Они позволяют в конструкции:

- передать вращающий момент от двигательного механизма к исполнительному механизму на расстояние;
- изменить частоту вращения вала двигателя и значение вращающего момента;
- изменить направление движения ведомого элемента (например, с горизонтальной плоскости на вертикальную и наоборот);
- изменить вид движения ведомого элемента (например, с вращательного на поступательное).

В передачах звено, передающее мощность, называется ведущим и обозначается на схемах индексом 1, а воспринимающие – ведомым и обозначается индексом 2.

Величина потери мощности на преодоление вредных сопротивлений от ведущего звена к ведомому характеризуется КПД передачи:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}, \quad (4)$$

где: N_2 – мощность на ведомом звене;

N_1 – мощность на ведущем звене.

В строительных машинах передачи чаще всего применяются для уменьшения частоты вращения и увеличения передающего вращающего момента (т.е. для замедления движения), $M_{вр}$, который определяется по формуле (3).

С уменьшением частоты вращения « n » момент вращения « $M_{вр}$ » при той же мощности увеличивается. Чтобы определить, на сколько ориентировочно изменится « n » и « $M_{вр}$ » ведомого звена после применения передачи, рассчитывается показатель, называемый передаточным числом. Он определяется отношением угловой скорости ведущего звена передачи (катка, шкива, зубчатого колеса и др.) к угловой скорости ведомого звена передачи:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (5)$$

где: $\omega = \frac{\pi n}{30}$ (6), после подстановки в формулу (5) получим: $i = \frac{n_1}{n_2}$ (7)

где: n – частота вращения, об/мин.

Используя формулы (3) и (7) можно вывести, на сколько изменился момент вращающий на ведомом звене передачи:

$$\frac{M_{вр2}}{M_{вр1}} = \frac{N_2 \cdot n_1}{N_1 \cdot n_2} = \eta i \quad (8)$$

или

$$M_{вр.2} = M_{вр.1} \cdot i \eta. \quad (9)$$

Из теоретической механики известно, что частота вращения обратно пропорциональна диаметру зубчатого колеса, шкива, звездочки и др., поэтому передаточное число (формулы 5,7) правомерно записать как:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (10)$$

где: d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого элементов передачи,

z_1 и z_2 – число зубьев зубчатых колес.

Если передаточное число $i > 1$, то передача работает на замедление; если $i < 1$, то передача работает на ускорение.

В конструкциях строительных машин часто используются несколько пар последовательных передач открытых и закрытых многоступенчатых (редукторы), тогда общее передаточное число подсчитывается как произведение передаточных чисел всех ступеней передач.

$$i_{общ} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n . \quad (11)$$

При этом не имеет значения вид передачи трением или зацеплением.

Классификация передач

В современных строительных машинах применяются в основном два вида передач – механические и гидравлические. В механических передачах вращающий момент от ведущего звена к ведомому элементу передается непосредственно касанием рабочих поверхностей. В гидравлических передачах вращающий момент от ведущего звена к ведомому передается через слои жидкости.

Механические передачи в зависимости от способа передачи движения от ведущего звена к ведомому элементу различают:

- передачи трением с непосредственным касанием или посредством гибкой связи;
- передачи зацеплением с непосредственным контактом зубьев ведущего и ведомого элементов или посредством гибкого конструкционного элемента.

К передачам трением относятся фрикционные, ременные и канатно-блочные.

К передачам зацеплением относятся зубчатые (цилиндрические и конические), червячные, реечные и цепные.

Гидравлические передачи по виду напора жидкости подразделяются на гидрообъемные (гидростатический напор) и гидродинамические.

Гидрообъемные передачи применяются в том случае, когда исполнительные механизмы совершают поступательное или вращательное движение.

Гидродинамические передачи представляют собой механизм (гидромуфту или гидротрансформатор) для передачи вращающего момента от ведущего вала к ведомому скоростным напором циркулирующей рабочей жидкости.

1.4.1 Фрикционные передачи

Фрикционные передачи являются передачами непосредственного касания вращающихся катков, прижатых друг к другу. Вращающий момент от ведущего катка к ведомому передается за счет сил трения. Катки конструктивно могут быть выполнены цилиндрическими и коническими (рис.3).

Сила трения скольжения фрикционной передачи развивается в результате прижатия катков, равна величине передаваемого окружного усилия, т.е.

$$F=Q \cdot f \quad (12),$$

где: F – развиваемое окружное усилие;

Q – сила прижатия катков друг к другу;

f – коэффициент трения между катками.

К материалам фрикционных катков предъявляются требования по высокому коэффициенту трения для уменьшения требуемой силы нажатия, по значительной контактной прочности и износостойкости с целью увеличения долговечности передачи. Конструкция катков определяется в основном материалом рабочих поверхностей. Материалы катков могут применяться в сочетании сталь – по стали, чугун – по чугуну, текстолит – по стали или чугуну, фибра – по стали, кожа и дерево – по чугуну или стали и др. Как правило, ведущий каток изготавливают из более мягкого материала во избежание образования лысок на поверхностях в процессе работы передачи.

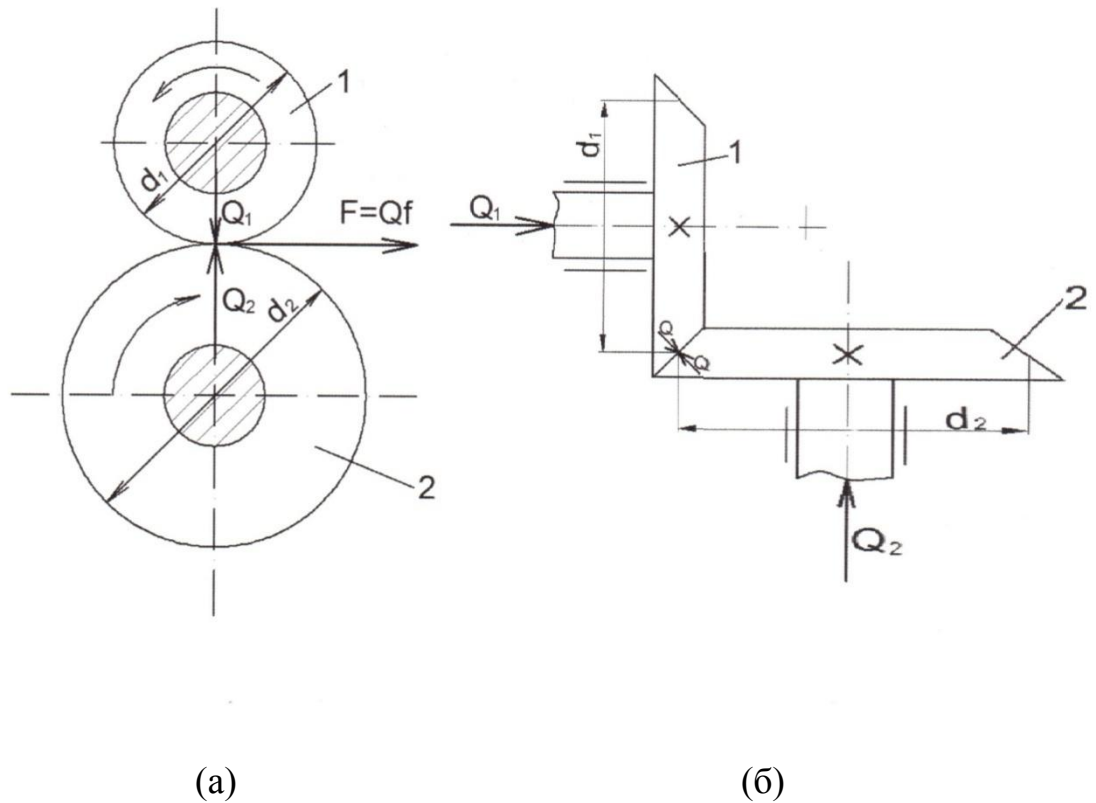


Рис. 3

Схемы фрикционных передач (а-цилиндрическая, б-коническая; 1-ведущий каток, 2-ведомый каток)

Для эффективной работы передачи используются, чаще всего, нажимные автоматические устройства шарикового или винтового типа. Шариковое нажимное устройство связано с валом с помощью двух или трех шариков, расположенных в наклонных канавках. При вращении вала шарики выжимаются, увлекая каток и создавая необходимую силу нажатия. Нажимное устройство с винтом работает аналогично шариковому.

Достоинства фрикционных передач выражаются в простоте конструкции, бесшумности и плавности работы.

Недостатками являются значительные нагрузки на валы и опоры, непостоянство передаточного числа « i » по причине проскальзывания:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{1-\epsilon \epsilon d_1}, \quad (13)$$

где: ξ - коэффициент проскальзывания, равный 0.005-0.03.

Кроме того, проскальзывание не позволяет передать значительные нагрузки, исходя из условия работы передачи:

$$F \leq f \cdot Q, \quad (14)$$

где: f – коэффициент трения поверхностей ведущего и ведомого в зоне контакта;

Q - сила прижатия катков.

Увеличение силы прижатия (чаще от пружины) с целью увеличения сцепления приводит к возрастанию напряжения изгиба вала.

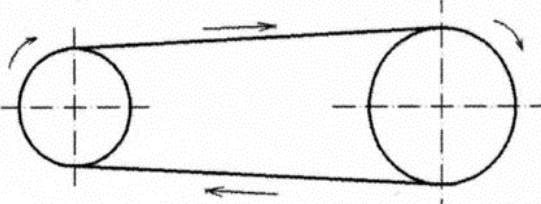
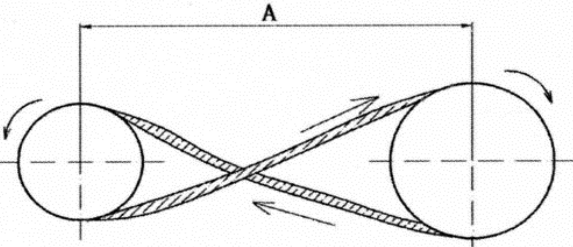
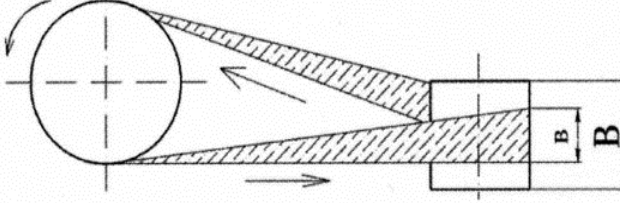
Фрикционные передачи могут работать со скоростями 25 м/с и при передаточных числах до 10.

Применяются в приборах при передаче малых мощностей и в силовых пределах до 300 кВт. Фрикционные передачи встраиваются в кинематические цепи различных машин и приборов, а также применяются как отдельные передачи, закрытые в специальном корпусе.

1.4.2 Ременные передачи

Работают за счет сил трения между шкивами и ремнем бесконечной длины, огибающим ведущий и ведомый шкивы с натягом. В зависимости от формы сечения ремня передачи классифицируются на плоско - клино- круглоремные и поликлиновые (рис.4). По способу создания натяжения ремня различают передачи простые и с натяжным устройством. Основные схемы ременных передач представлены в таблице 2.

Основные схемы плоскоремennых передач

Схема передачи	Назначение
<p>а) Простая</p> 	<p>Большие расстояния между осями валов при их параллельном расположении и при одном направлении вращения</p>
<p>б) Перекрестная</p> 	<p>Противоположные направления вращения и параллельное расположение валов. Расстояние между осями валов (А) должно быть равно или больше в 20 раз ширины ремня, скорость ремня не должна превышать 15 м/с</p>
<p>в) Полуперекрестная</p> 	<p>Скрещивающиеся валы, вращающиеся в одном направлении. В целях предупреждения сползания ремня шкивы должны быть шириной $B \geq 1,4b$ ширины ремня</p>

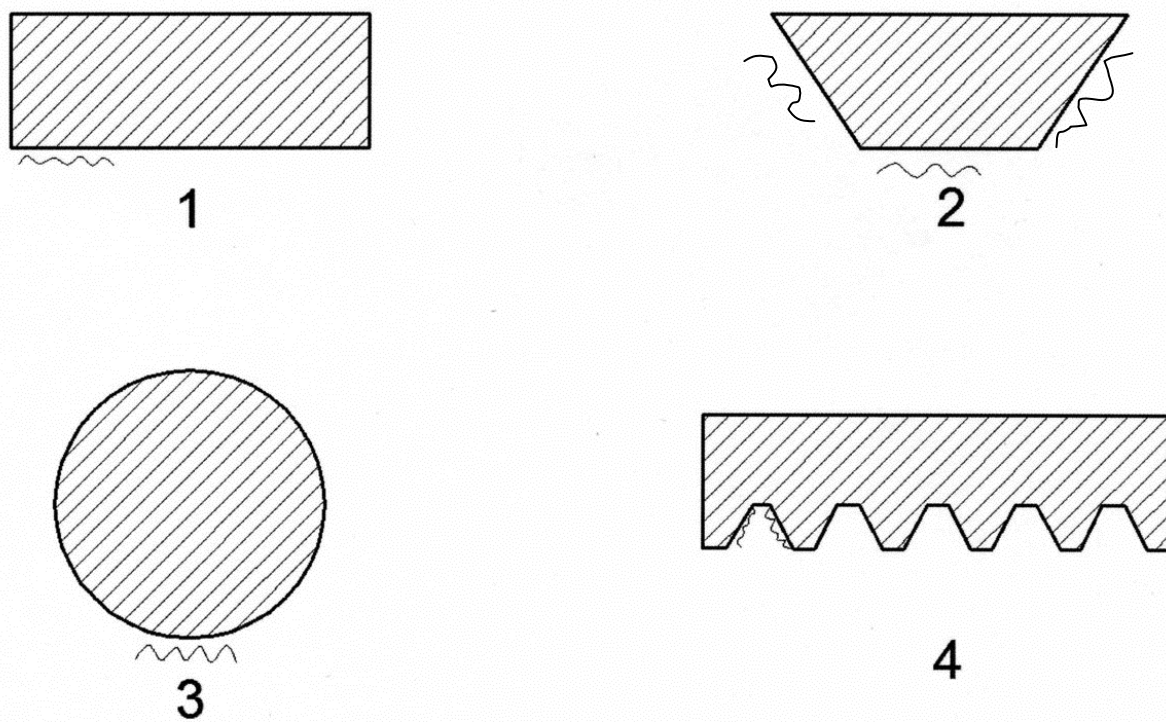


Рис.4

Схемы сечения ремней:

- 1- сечение ремня плоскоремненной передачи;
- 2- сечение ремня клиноремненной передачи;
- 3- сечение ремня круглоремненной передачи;
- 4- сечение ремня поликлиновой передачи;

^^^ - условное обозначение поверхности соприкосновения со шкивом.

Плоскоременная передача

Плоскоременные передачи (рис.5) состоят из ведущего шкива 1, ведомого шкива 2 и бесконечной длины ремня 3. Ремень опоясывает шкивы с натягом и передает движение от ведущего шкива ведомому силами трения между ремнем и шкивом.

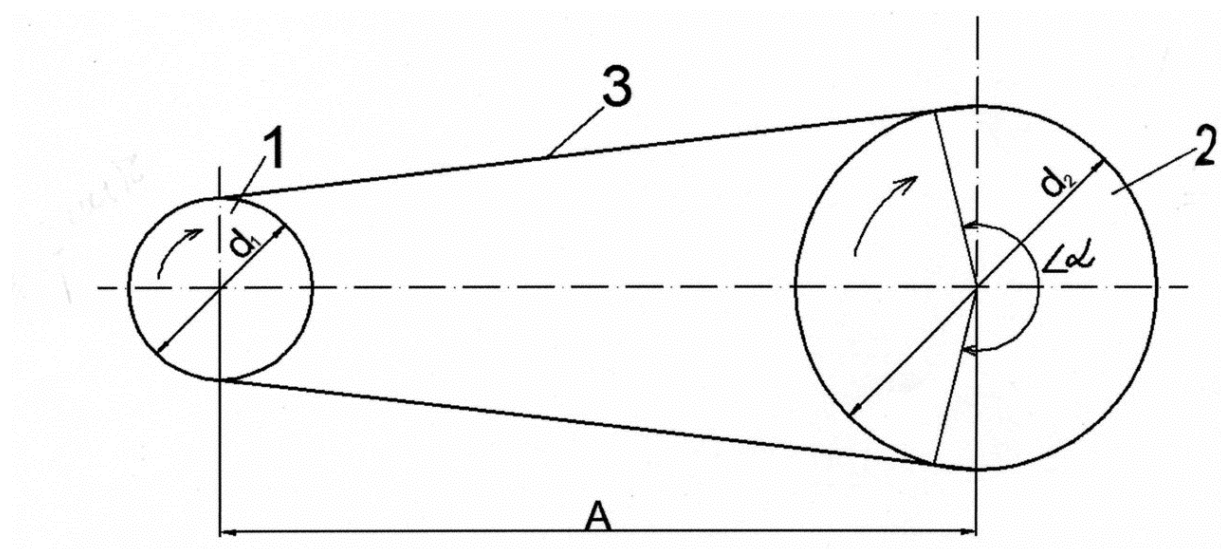


Рис. 5

Плоскоременная передача

Приблизительно передаточное число передачи определяется по формуле (10). В передачах трением при перегрузках рабочего органа машины или ослабления натяжения ремня происходит проскальзывание ремня по поверхности шкива, которое влияет на постоянство передаточного числа и величину передаваемого усилия. Величина проскальзывания зависит от свойств материала ремня (коэффициент трения и упругости), а также угла « α » обхвата шкива ремнем. Чем больше угол обхвата, натяжение ремня и коэффициент трения, тем больше передаваемый вращающий момент ($M_{вр}$).

Скорость движения ремней достигает 30 м/с и более, а передаваемая мощность – нескольких сотен киловатт. Наибольшее значение передаточного числа $i = 10-15$.

Применение в строительной технике этих передач получили в приводах от электродвигателей, в автомашинах, транспортерах и др.

Достоинствами плоскоремennых передач являются: универсальность, позволяющая использовать эти передачи при сложных схемах; передача вращающего момента на большие расстояния между валами; плавность и бесшумность работы; простота конструкции; способность защищать двигатель от перегрузки, так как при превышении определенной нагрузки происходит проскальзывание ремня по шкиву; относительно небольшая стоимость.

Недостатками плоскоремennых передач являются: непостоянство передаточного числа « i », ввиду проскальзывания ремня; большие габариты, вытягивание ремня и необходимость применения натяжных роликов, увеличивающих нагрузки на валы и опоры, а следовательно, и потери мощности.

Клиноременные передачи

Чаще применяются в индивидуальных электроприводах машин (рис.6), в приводах вращения от коленчатого вала двигателя автомобилей к вентилятору, насосу системы охлаждения, генератору.

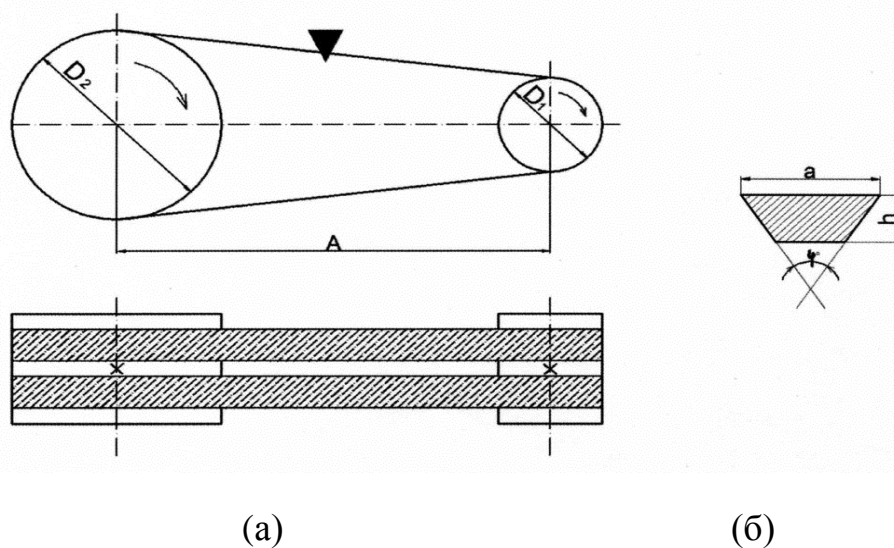


Рис. 6

Клиноременная (двухрядная) передача: а) схема; б) основные параметры сечения ремня

В этом случае применение клиноременной передачи отличается малым межосевым расстоянием «А» (рис. 6а) между шкивами при значительных передаточных числах.

$$A_{min} = 0.55(D_1 + D_2) h, \quad (15)$$

где: h – высота сечения ремня, мм.

Тяговая возможность клиноременной передачи выше, чем передачи с плоским ремнем, благодаря большему приведенному коэффициенту трения. Для шкивов разных диаметров угол канавки шкива « φ » = 34-40° (рис.6б), среднее значение приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ (при $\varphi=37^\circ$)

$$f_{пр} = \frac{f}{\sin 18.5^\circ} \approx \frac{f}{0.32} = 3f, \quad (16)$$

где: f – коэффициент трения ремня и шкива.

Шкивы клиноременных передач отличаются от плоскоременных только конструкцией обода, то есть наличием канавок для ремней. Профиль и число канавок шкива должно соответствовать профилю и числу применяемых ремней (рис.7).

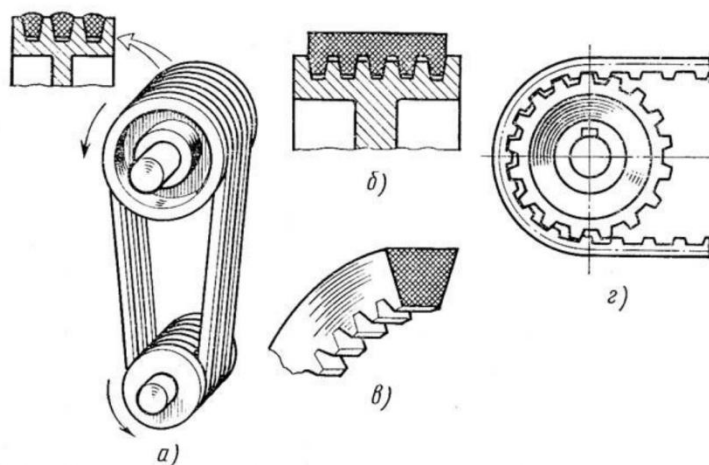


Рис. 7

- а) - многорядная клиноременная передача;
- б) - клиноременная передача с пятьюклиновым ремнем;

в) - ременная зубчатая передача с поперечным расположением зубьев трапециевидного профиля;

г) - ременная зубчатая передача с поперечным расположением зубьев прямоугольного профиля.

Клиновые ремни в Российской Федерации изготавливаются из кордшнура или кордовой ткани (корд – франц. Corde), шнур – крученая нить большой прочности из хлопчатобумажного или искусственного волокна.

Корд – тканевые ремни состоят (рис.8а): из нескольких слоев кордовой ткани 1, расположенной в зоне растяжения ремня; резины 2 в зоне сжатия и обертки 3 из прорезиненной тонкой ткани. Корд – шнуровые (рис.8б) ремни состоят из: нескольких прочных шнуров 1, расположенных в нейтральной зоне сечения и фактически не влияющих на изгибную жесткость ремня; резинового наполнителя 2 (эластичного в зоне растяжения и твердого в зоне сжатия); обертки 3.

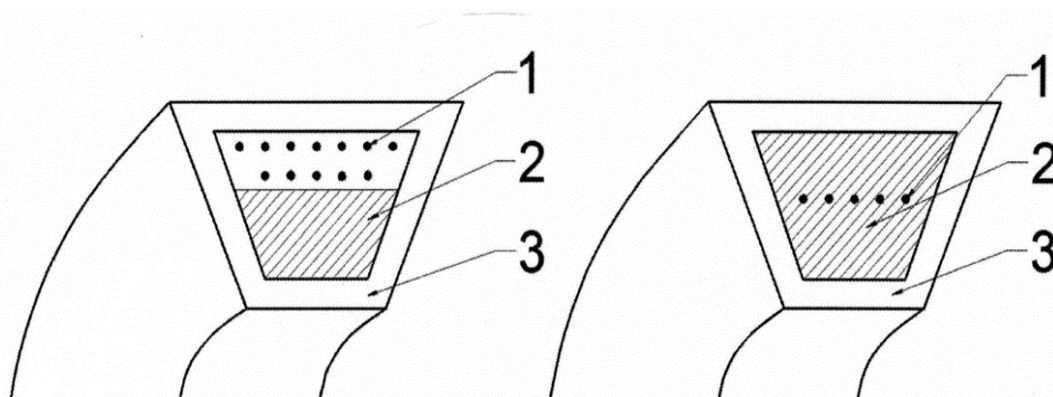


Рис. 8

Сечение клинового ремня:

а) корд – тканевый; б) корд – шнуровой

Сечение каждого ремня рассчитывается по стандарту на определенную передаваемую мощность « N_o ». Поэтому необходимое число ремней

$$z = \frac{N}{N_o C_\beta C_\rho}, \quad (17)$$

где: N – общая передаваемая мощность, кВт;

N_0 – мощность, передаваемая одним ремнем, кВт;

C_β, C_p – эмпирические коэффициенты, учитывающие угол обхвата на малом шкиве и режим работы (колебание нагрузки, пыль, влага, грязь, время работы).

Достоинствами клиноременных передач являются: передача больших окружных усилий при малом предварительном натяжении ремней; большие передаточные числа до $i = 15$ при скорости до 50м/с; малое расстояние между валами; плавность и бесшумность хода; обрыв одного ремня в многорядной клиноременной передаче не останавливает передачу вращательного момента.

Клиноременная передача с поликлиновым ремнем обеспечивает большое постоянство передаточного числа, меньшие вибрации.

Круглоременные передачи применяются в машинах редко, иногда лишь в приводах малой мощности. Чаще всего в швейных машинах, в медицинской технике и приборостроении. В строительных машинах не применяются по причине малых окружных усилий.

1.4.3 Зубчатые передачи

Зубчатые передачи относятся к передачам зацеплением и применяются практически во всех строительных машинах.

Передача вращающего момента от ведущего вала к ведомому осуществляется зацеплением и воздействием зубьев ведущего зубчатого колеса (называется шестерней) на зубья ведомого зубчатого колеса без проскальзывания.

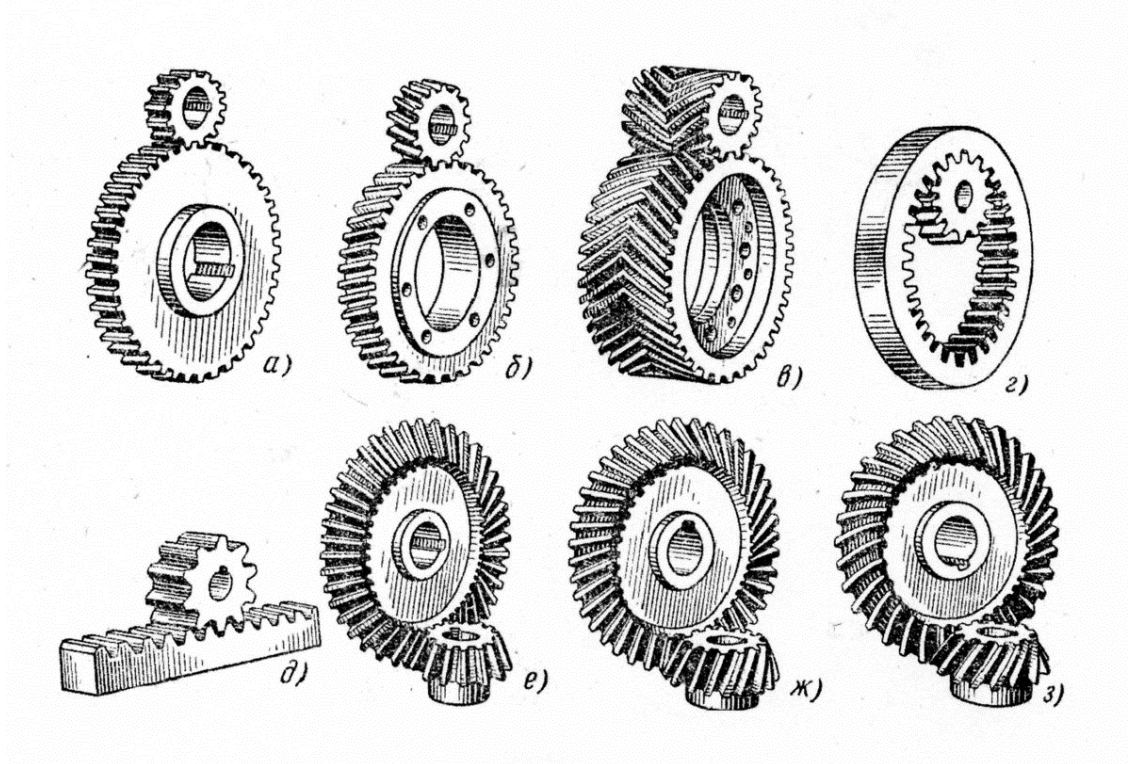


Рис.9

Зубчатые передачи:

- а) цилиндрическая прямозубая;
- б) цилиндрическая косозубая;
- в) цилиндрическая шевронная;
- г) с внутренним зацеплением;
- д) зубчатое колесо-рейка;
- е) коническая прямозубая;

ж), з) конические с криволинейными зубьями

В зависимости от расположения валов зубчатые передачи классифицируются на передачи цилиндрические – между параллельными осями валов и конические между валами, оси которых пересекаются (рис.9).

По расположению зубьев относительно образующей колеса – прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейными зубьями (рис. 9а, б, в, д). Кроме того, зубчатые передачи классифицируются по числу ступеней на одно- и многоступенчатые; на передачи с внешним (рис. 9а, б, в, д, е, ж, з) и с

внутренним зацеплением (рис. 9г), а также по относительному характеру движения валов – на рядовые и на планетарные (см. стр.37). Широко используются в технике передачи зубчатое колесо – рейка для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот (рис.9д). Профиль боковой поверхности зубьев может быть различным, но чаще всего он образуется кривой – эвольвентой. Эвольвентное зацепление зубчатых колес рассматривается в курсе «Теория машин и механизмов».

Основной характеристикой размеров зубьев является модуль зубчатой передачи.

$$m = \frac{t}{\pi}, \text{ мм} \quad (18)$$

где: t – шаг или расстояние между одноименными точками соседних зубьев по начальной окружности зубчатого колеса;

π – число, равное 3,14.

Величина модулей рассматривается ГОСТом в пределах 0,05-100 мм. Чаще всего применяются модули 4,5,6,8,10,12,16 мм. Передаточное число зубчатой передачи « i » постоянно, так как начальные окружности перекатываются друг по другу без проскальзывания, то есть

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (19)$$

Для увеличения передаточного числа обычно увеличивают диаметр ведомого колеса и соответственно число его зубьев. Передаточное число применяемых одноступенчатых зубчатых передач ограничивается значением $i=8$. Для увеличения передаточного числа применяют многоступенчатую передачу. Тогда передаточное число определяется по формуле:

$$i=i_1+i_2\dots+i_n , \quad (20)$$

где: $i_1, i_2 \dots i_n$ – передаточные числа первой ступени, второй и последующих ступеней зубчатой передач.

Открытые зубчатые передачи смазываются консистентными маслами. При работе они подвержены воздействию атмосферных осадков, пыли, газов и т.п., поэтому в строительных машинах применяются закрытые передаточные механизмы – редукторы, коробки передач, дифференциалы, коробки отбора мощности и др. Они имеют герметичный корпус с крышкой, который заливается соответствующим жидким маслом до определенного уровня. При работе зубчатых передач редуктора зубчатые колеса разбрызгивают масло в корпусе и тем самым обеспечивается их смазка.

1.4.4 Червячные передачи

Относятся так же, как и зубчатые, к передачам зацеплением. Они применяются в случаях, когда оси ведущего и ведомого элементов перекрещиваются обычно под прямым углом.

Конструктивными элементами червячной передачи являются червяк и червячное колесо (рис.10).

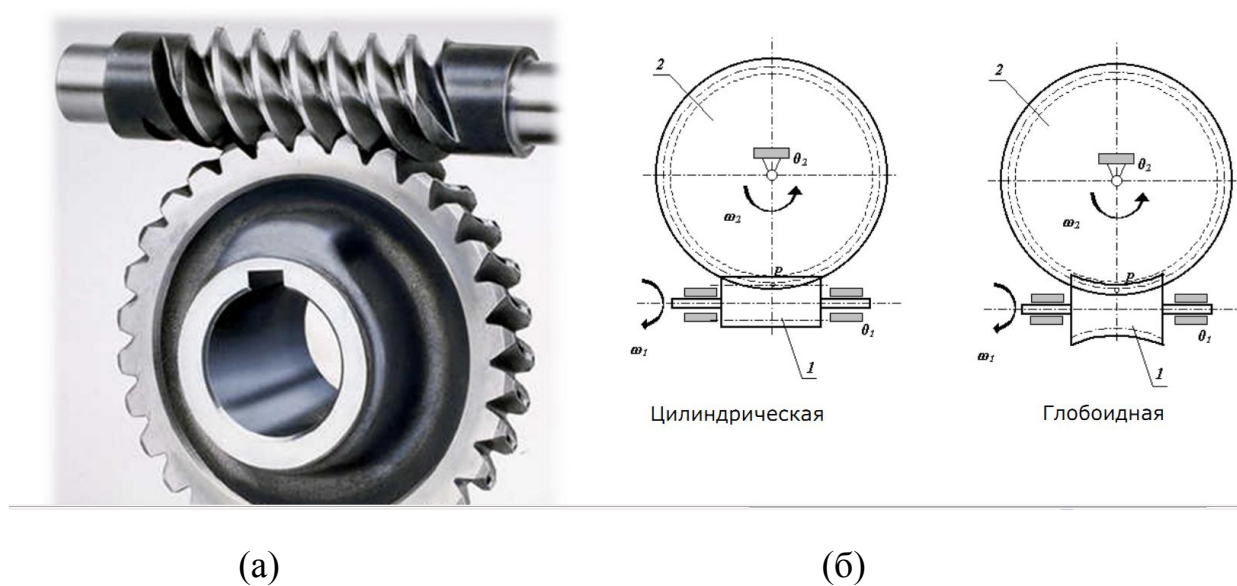


Рис. 10

Червячная передача:

- а) общий вид;
 б) условные обозначения,
 где: 1 – червяк;
 2 – червячное колесо

Червячные передачи различают: по форме червяка - цилиндрические и глобоидные (рис.10); по форме профиля витков червяка – архимедовы, эвольвентные, с вогнутым профилем; по расположению червяка относительно колеса – с нижним, верхним и боковым расположением червяка, по конструктивному виду корпуса – открытые и закрытые.

Контакт поверхностей зубьев колеса и витков червяка считается более полным у эвольвентных червяков, тем не менее, больше применяются архимедовы червяки, как более простые в изготовлении.

Основными видами повреждений являются заедание, вследствие повышенного износа сопряженных деталей червячной передачи и выкрашивания поверхностей (чаще зубья колеса).

Повысить надежность и долговечность передачи можно подбором и применением материалов с высокими антифрикционными свойствами, а также повышенной чистотой обработки поверхностей и качественных смазок. Достоинства червячной цилиндрической передачи:

- возможность получения большого передаточного числа (80-100) при малых габаритах;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2^0}{z_1^0}, \quad (21)$$

где: z_1^0 - число заходов червяка;

z_2^0 - число зубьев колеса

- плавность хода и бесшумность работы.

Недостатки передачи:

- невысокий КПД;

-нагрев при непрерывной работе;

-необходимость нанесения бронзового слоя на зубья для уменьшения трения.

Глобоидные передачи отличаются от червячных цилиндрических формой червяка, которая определяет собой поверхность глобоида (рис.1), охватывающую колесо на определенной дуге.

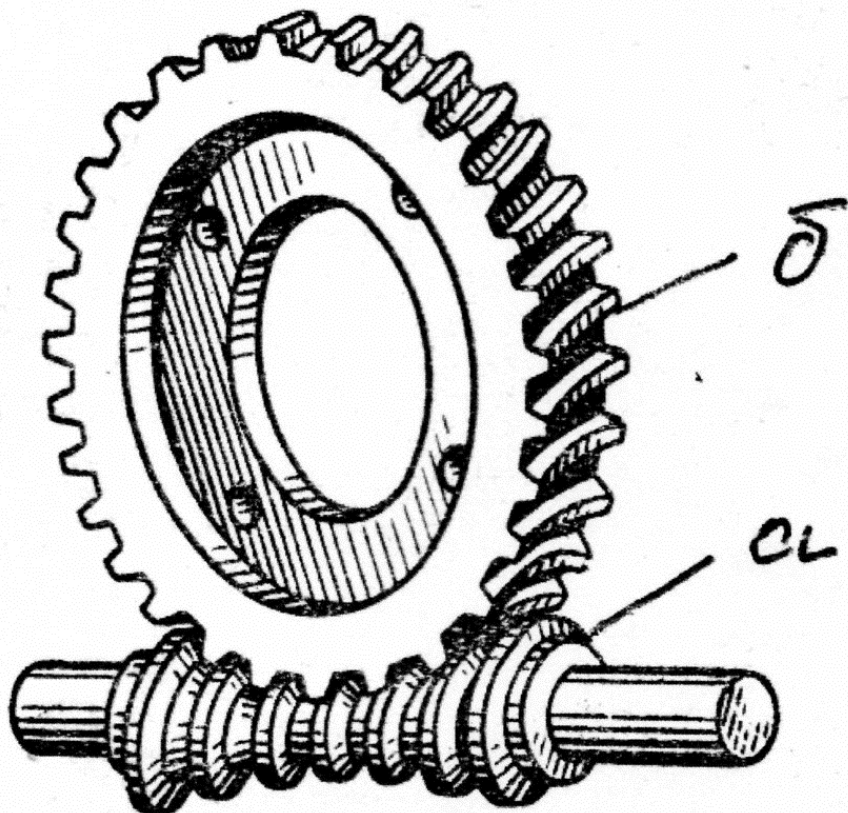


Рис. 11. Общий вид глобоидной передачи:

а) глобоидный червяк;

б) червячное колесо

Благодаря такой форме червяка количество зубьев колеса, сопряженных с червяком, увеличивается по сравнению с цилиндрической формой червяка и достигает $Z = 4-8$.

Основным достоинством глобоидной передачи является повышенная несущая способность (ориентировочно в 2-3 раза) по сравнению с цилиндрической, а также меньшие габариты. К недостаткам относятся: нагрев и, как следствие, применение более интенсивного охлаждения при работе пары; высокая чувствительность к неточностям сборки; более сложная технология изготовления. Применяются глобоидные передачи в пассажирских и грузовых подъемниках, лифтах, лебедках и т.п.

1.4.5 Цепные передачи

Применяются в строительных машинах для передачи вращения между параллельными валами на расстоянии до 8 м. По сравнению с ременными передачами они более надежно обеспечивают постоянство передаточного числа.

Конструктивными элементами цепной передачи являются бесконечная цепь 1, огибающая звездочки 2 – ведущую и 3 – ведомую (рис. 12а). Применяются 3 типа цепей: тяговые – для перемещения грузов в транспортирующих машинах, грузовые – для подъема грузов и приводные. Конструктивно - приводная роликовая цепь (рис. 12б) состоит из валика, втулки 5, ролика 6, пластины 4. Приводная зубчатая цепь более сложная (рис.12в) и состоит из валика, на котором собираются пластины с двумя зубьями. Их работа на высоких скоростях (до 25 м/с) более бесшумная и плавная. Основной размер цепи шаг «t», т.е. расстояние между осями соседних роликов и втулок.

Передаточное число определяется отношением частоты вращения или числа зубьев звездочек:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (22)$$

К недостаткам цепных передач относят: вытягивание цепи, чувствительность к динамическим нагрузкам, необходимость смазки цепи, вибрация при больших скоростях вращения.

Достоинствами являются: сравнительно большое расстояние передачи вращающего момента от ведущей звездочки к ведомой; ремонтпригодность при вытягивании цепи; более надежное обеспечение передаточного числа по сравнению с ременными передачами; простота в обслуживании.

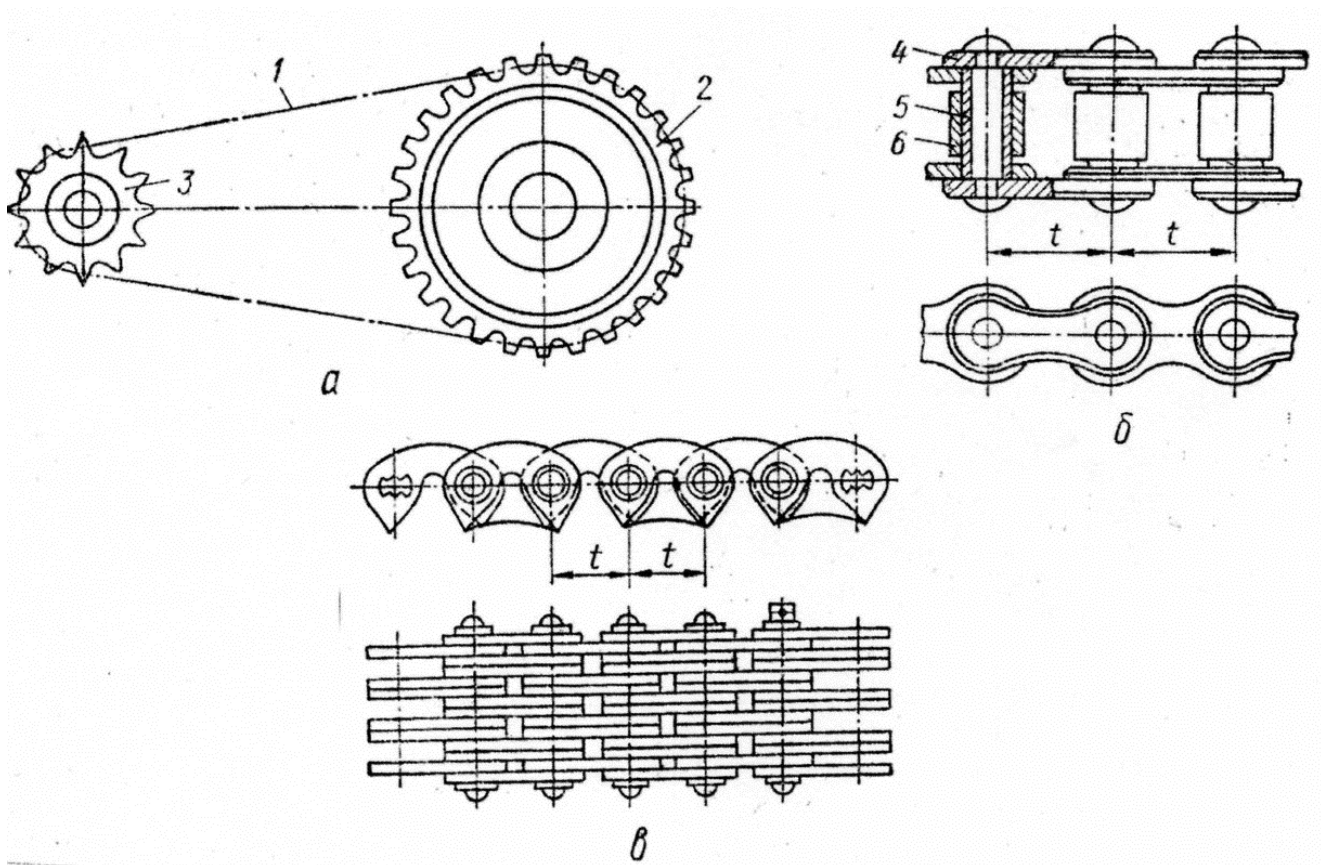


Рис. 12

Схемы цепной передачи и вида цепей:

- а) общий вид передачи;
- б) конструктивная схема роликовой цепи;
- в) конструктивная схема зубчатой цепи

1.4.6 Редукторы

Это передаточные механизмы, выполненные в отдельных закрытых корпусах с крышкой, в которых размещена одна или несколько зубчатых (цилиндрических, конических) и червячных передач, работающих в масляной среде. Если передачи обеспечивают постоянное передаточное число, служат для понижения скорости ведомого вала, то они называются редуктором, а если скорость ведомого вала увеличивается, то – мультипликатором.

Передаточные механизмы, изменяющие скорость ведомого вала в процессе их эксплуатации, называют коробками передач и вариаторами.

Конструктивно редукторы выполняют с неподвижными и подвижными осями зубчатых колес. К первым относятся простые одноступенчатые и многоступенчатые редукторы. Возможные схемы редукторов приведены на рис.13. В строительных машинах наиболее распространены двухступенчатые редукторы с $i=8...50$ и червячные одноступенчатые редукторы. Общее передаточное число ступенчатых редукторов определяется по формуле:

$$i_p = i_1 \cdot i_2 \dots i_n, \quad (23),$$

т.е. произведение передаточных чисел каждой ступени передачи.

К редукторам с подвижными осями зубчатых колес относятся планетарные и дифференциальные передаточные механизмы, которые получили широкое распространение в машинах.

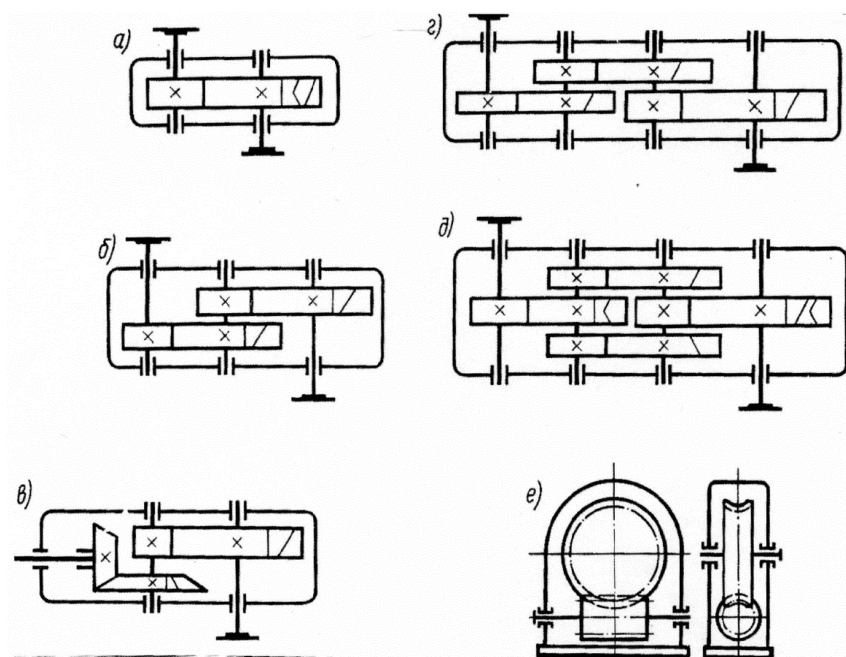


Рис.13

Распространенные схемы редукторов:

- а) зубчатый цилиндрический одноступенчатый;
- б) зубчатый цилиндрический двухступенчатый;
- в) зубчатый с коническими и цилиндрическими колесами двухступенчатый;
- г), д) зубчатые трехступенчатые;
- е) одноступенчатый червячный

1.4.7 Планетарные редукторы

В отличие от обычных редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами у этих редукторов оси колес перемещаются. В планетарном редукторе одно из звеньев, а именно внешнее, центральное колесо 5 (рис.14) является неподвижным.

Если в планетарной передаче редуктора все звенья являются подвижными, то такая передача приобретает свойства дифференциала. Планетарные редук-

торы удобны и легко управляемы. Кроме того, они отличаются компактностью при больших передаточных числах, поэтому они применяются в бетоносмесителях, лебедках и транспортных машинах. Их вес в 2-3 раза меньше по сравнению с обычными зубчатыми редукторами. Это достигается применением внутреннего зацепления, распределением нагрузки между несколькими сателлитами.

Поэтому основным достоинством планетарных редукторов является многопоточность передачи вращательного момента от двигателя несколькими зубчатыми парами одновременно.

В настоящее время промышленностью выпускается конструкция однорядной планетарной передачи в модульном исполнении с целью возможного приспособления для различных типов планетарных редукторов (рис. 14). В планетарном редукторе центральное колесо 1 вращает три сателлита 4, посаженных на подшипники качения 7, которые закреплены на осях 2 в водиле 3. Сателлиты обкатываются вокруг эпициклического центрального колеса 5. Модулем считается расстояние от центральной линии оси 2 до оси колеса 1.

Промышленностью применяется ряд планетарных модулей от $Q_w=40$ мм до $Q_w=125$ мм с номинальным вращательным моментом на выходе $M_{вр}=28-1400$ Н·м при передаточных отношениях $U=6.23-8.73$.

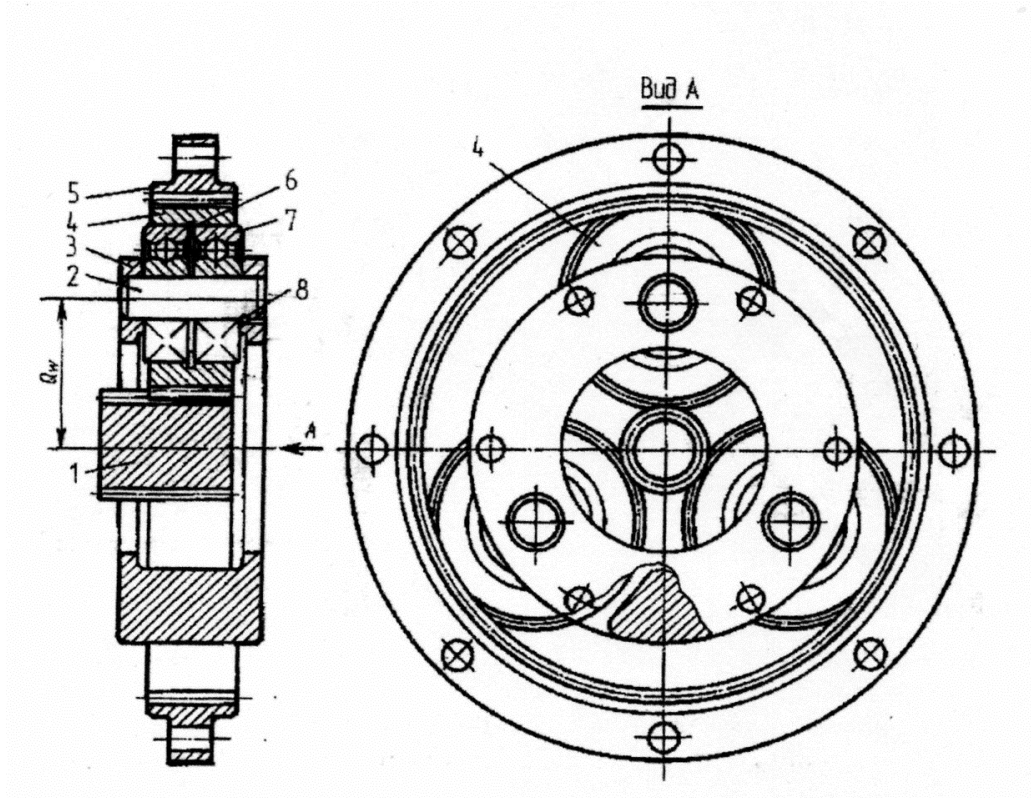


Рис.14

Модульная планетарная передача редуктора

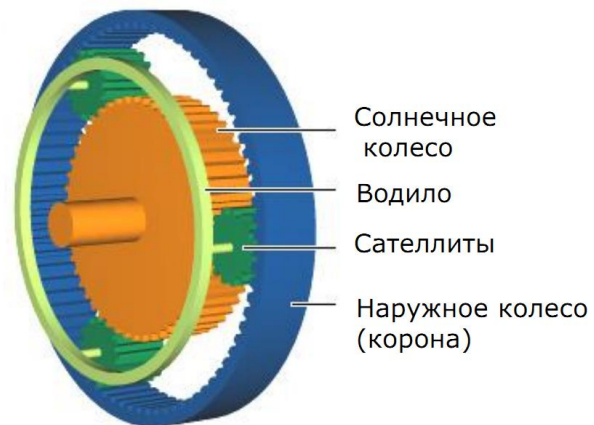


Рис. 15

Пример планетарной передачи

1.4.8 Коробка передач

Коробки передач, как редукторы, являются зубчатыми механизмами с неподвижными осями колес.

Зубчатые коробки передач применяются для ступенчатого изменения скоростей ведомого вала. Механизм коробки передач обычно строится так, чтобы изменение скорости производилось по определенному закону, например, по закону геометрической или арифметической прогрессии. Это необходимо для получения большего количества различных скоростей ведомого вала и одинаковых ступеней изменения скорости при переходе от одной скорости к другой.

Для привода шпинделя металлорежущих станков изменения скоростей или передаточных отношений строится по геометрической прогрессии: n_1 ; $n_2 = n_1\varphi$; $n_3 = n_1\varphi^2$; $n_4 = n_1\varphi^3$; ... $n_k = n_1\varphi^{k-1}$, где φ - коэффициент геометрического ряда. Он принимается обычно одним из следующих; $\varphi = 1,12$; $1,26$; $1,41$; $1,58$; $1,78$; $2,0$. Для коробки передач строительных машин, где требуется четкое получение передаточных отношений, изменения скоростей строятся по арифметической прогрессии.

Коробка передач выполняется со сменными шестернями; со скользящими вдоль вала шестернями (рис.16); с вытяжной шпонкой (рис.17); накладной шестерней (рис.18); с многократными ступенями возврата и скользящей по валу шестерней (рис.19).

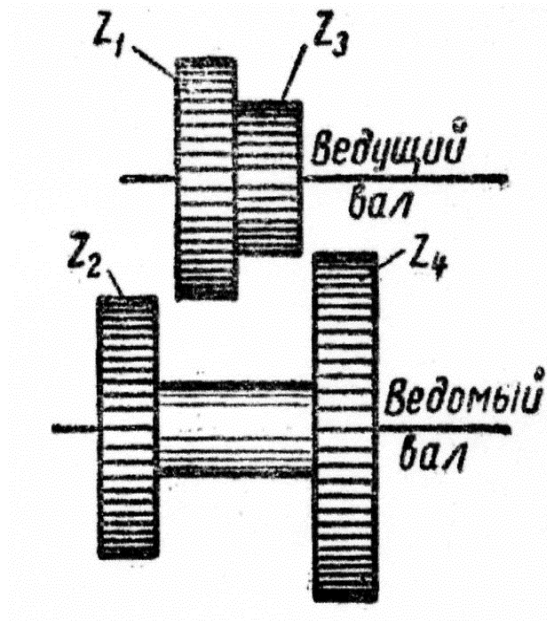


Рис.16

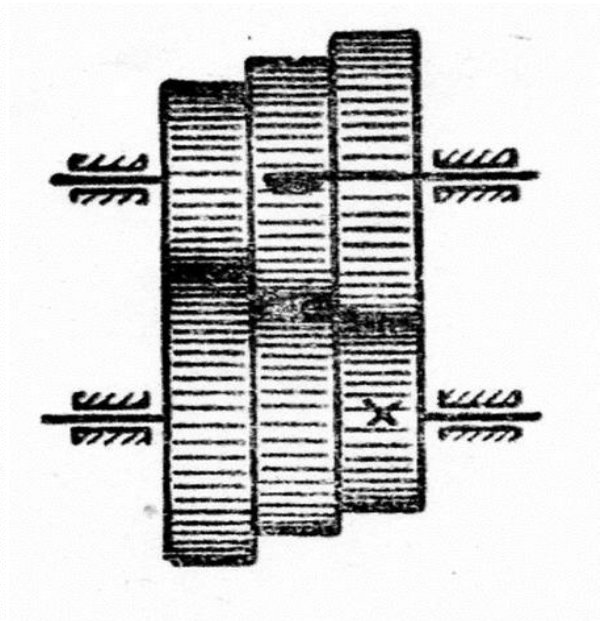


Рис.17

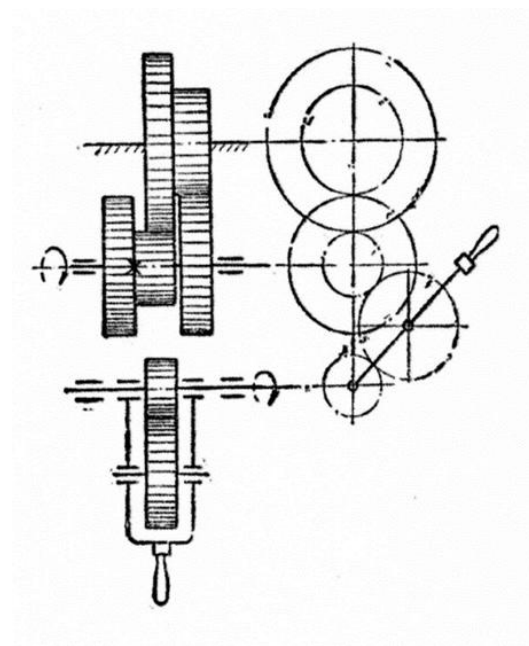


Рис.18

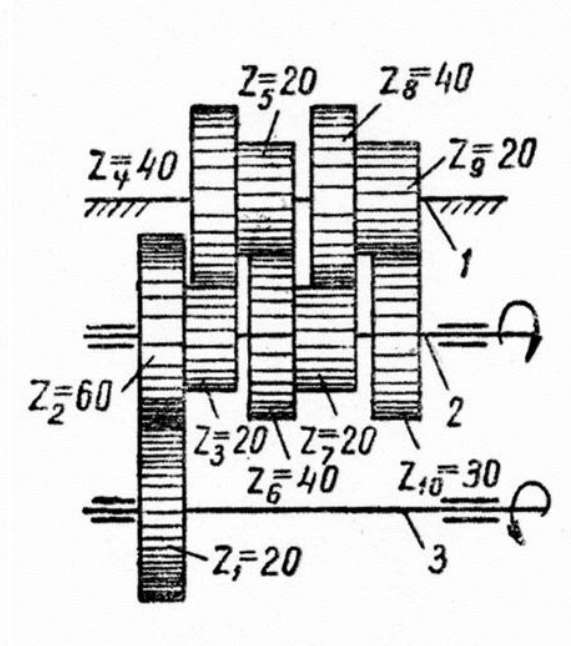


Рис.19

Коробка со сменными шестернями проектируется так, чтобы можно было в любое время вставить нужную шестерню. В коробках со скользящими шестернями (Рис.16) последние изготавливаются в виде блоков, то есть сдвоенных и строенных шестерен. В коробке с вытяжной шпонкой (Рис.17) группа шестерен постоянно соединена между собой, но вращается вхолостую.

Если нужно включить какую-либо шестерню, то в нее вдвигается шпонка, соединяющая шестерню с валом, и вал приводится в движение, остальные шестерни вращаются вхолостую. В коробке с накладной шестерней (рис.18) нужная шестерня включается в зацепление с зубчатым ведомым колесом с помощью поворота шестерни за рукоятку. В коробках с многократными ступенями возврата (Рис.19) одна шестерня на ведущем валу 3 имеет возможность передвигаться вдоль группы зубчатых колес на ведомых валах 2 и 1.

Пример. Какие зубчатые колеса нужно включить в коробке скоростей (Рис.19), чтобы получить число оборотов вала исполнительного органа машины $n_{po} = 935$ об/мин., если ведущий вал, приводимый от электродвигателя, делает $n_1 = 1400$ об/мин.

Рассматриваем основные варианты изменения передач.

Вариант 1. Включается шестерня Z_1 с зубчатыми колесами $Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6, Z_7, Z_8, Z_9, Z_{10}$.

Передаточное число варианта будет

$$u_1 = \frac{Z_2, Z_4, Z_6, Z_8, Z_{10}}{Z_1, Z_3, Z_5, Z_7, Z_9} = \frac{60 * 40 * 40 * 40 * 30}{20 * 20 * 20 * 20 * 20} = 36,$$

а число оборотов вала рабочего органа

$$n_{po} = \frac{1400}{36} = 39 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Вариант 2. Включается шестерня Z_1 с зубчатыми колесами

$Z_6, Z_7, Z_8, Z_9, Z_{10}$,

передаточное число

$$u_2 = \frac{Z_6, Z_8, Z_{10}}{Z_1, Z_7, Z_9} = \frac{40 * 40 * 30}{20 * 20 * 20} = 6,$$

число оборотов вала рабочего органа

$$n_{po} = \frac{1400}{6} = 233 \frac{\text{об}}{\text{мин}} .$$

Вариант 3. Включается шестерня Z_1 с зубчатым колесом Z_{10} , тогда

$$u_2 = \frac{Z_{10}}{Z_1} = \frac{30}{20} = \frac{3}{2}; n_{po} = \frac{1400 \cdot 2}{3} = 935 \text{ об/мин} .$$

1.4.9 Карданный вал

Карданный вал применяется в машинах для соединения валов коробки передач и заднего моста при передаче вращающего момента от двигателя ведущим колесам, когда оси валов параллельны, т.е. валы смещены относительно друг друга. Кроме того, карданный вал используется и в других конструкциях машин и механизмов, когда при эксплуатации машин оси валов располагаются под углом 40-45 градусов.

В других случаях использования, например, в станках, карданные соединения называют шарнирными муфтами Кардана или Гука (Рис.20).

Карданный вал используется для передачи вращающих моментов до $30 \cdot 10^6$ Нм. Крестовины кардана изготавливают из качественной стали 40Х, закаленной до твердости НРС 48-53. Шарнирные муфты должны быть смазаны и иметь защиту от пыли и грязи. Недостатком шарнирных муфт является неравномерное вращение ведомого вала при постоянной скорости ведущего, если они несоосные. Связанные с этим угловые ускорения ведомого вала приводят к появлению инерционных сил. Применяя две шарнирные муфты, можно достигнуть определенную синхронность вращения ведущих и ведомых частей карданного вала (Рис.20б,в).

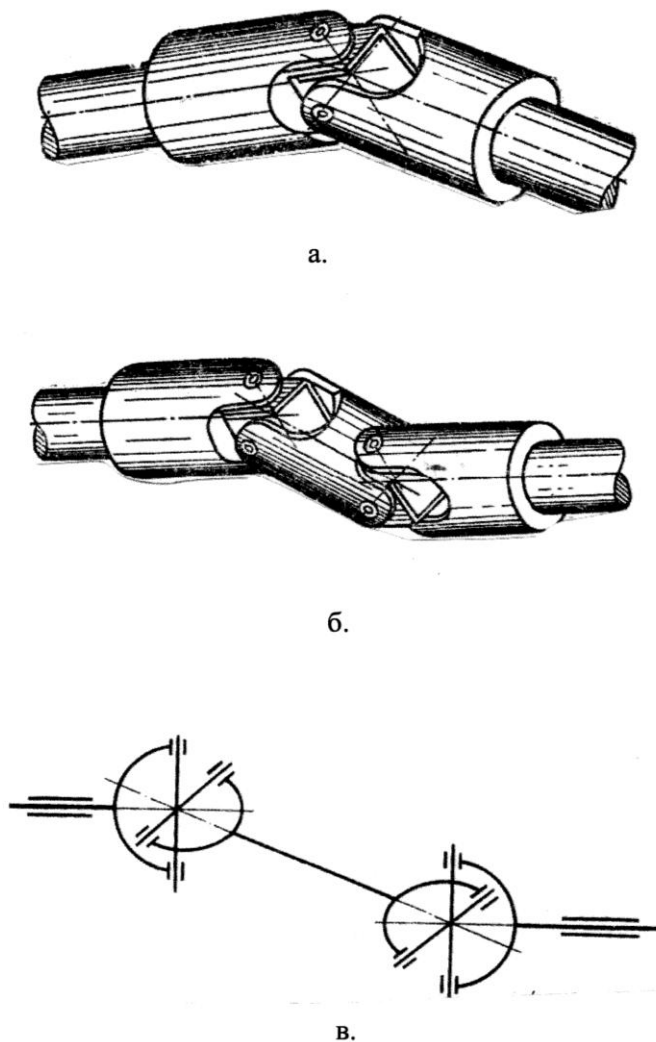


Рис.20

Стандартная конструкция шарнирных соединений муфтами

Кардана или Гука:

- а) соединение валов с одной муфтой Кардана;
- б) соединение валов с двумя шарнирными муфтами Кардана;
- в) схема синхронного вращения ведущего и ведомого валов с двумя шарнирными муфтами.

1.4.10 Дифференциальный механизм

Дифференциальным называют механизм, в котором оси некоторых зубчатых колес перемещаются в пространстве. Зубчатые колеса, оси которых не могут перемещаться, называются центральными или солнечными колесами дифференциальной передачи. Перемещающиеся колеса с осями называются планетарными колесами или сателлитами. Звено, несущее подшипники подвижных колес, называется водилом или поводком. На (Рис.21) изображена простейшая схема дифференциального механизма. Центральное колесо 1 вращается вокруг своей оси. Водило 2 вращается также вокруг той же оси и является ведущим звеном. Поводок ведет и катит вокруг центрального колеса колесо 3 – сателлит, являющееся ведомым звеном.

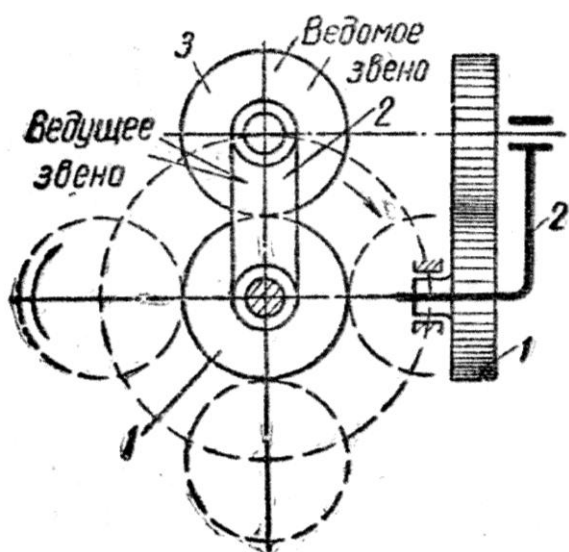


Рис.21

Схема дифференциального
механизма

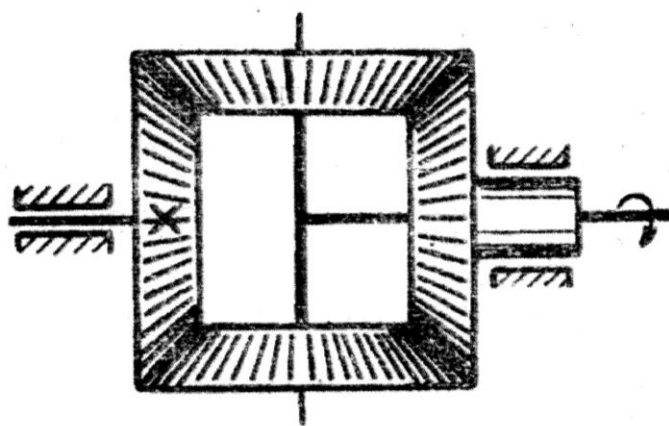


Рис.22

Дифференциальный механизм

Центральное колесо может приводиться в движение независимо от поводка. На рис.22 показан дифференциальный механизм с коническими колесами, часто применяющийся в автомобилях. Дифференциальные механизмы практически используются для сложения нескольких движений или для раз-

ложения движения на слагаемые. Сложение нескольких движений в одно необходимо, например, в металлорежущих станках для получения независимых настроек при обработке отдельных участков детали (настройка на число зубьев и угол наклона зубьев нарезаемой косозубной шестерни). Разложение одного движения на слагаемые применяется, например, в приводе ведущих колес автомобиля для устранения проскальзывания их относительно дороги на поворотах.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

2.1 Основные сведения о передачах, передаточных устройствах гидравлической трансмиссии машин

Для работы современных строительных машин особое значение имеют приводы с бесступенчатым регулированием скоростей и автоматическим управлением работы механизмов. Гидравлические передаточные устройства в этом отношении часто превосходят механические и даже электрические.

В гидравлических передачах механическая энергия двигателя преобразуется в кинетическую энергию непрерывного потока или потенциальную энергию давления рабочей жидкости, которая передается к исполнительным органам и приводит их в движение. Отличительной особенностью гидропередач является отсутствие жесткой связи между ведущими и ведомыми частями передачи. Эти передачи подразделяются на гидродинамические и гидрообъемные. Первые используют кинетическую энергию непрерывно перемещающейся рабочей жидкости при низком её давлении, не превышающих 1,5-2,0 МПа. В гидрообъемных передачах рабочее давление может достигать 32 МПа, а в некоторых случаях может быть и более 300 МПа.

Гидравлические передачи обладают гибкостью и износоустойчивостью, они легко регулируются, предохраняют механизмы от перегрузок и поэтому все больше применяются в современных машинах.

2.2 Гидрообъемные передачи

Устройства для передачи механической энергии и преобразования движения посредством гидростатического напора жидкости. Гидрообъемные передачи, благодаря своей универсальности, высокому КПД и другим достоинствам, имеют широкое распространение. По кинематике её различают возвратно-поступательного, возвратно-поворотного и вращательного движения.

Начало промышленного применения гидрообъемной передачи можно отнести к 1795 г., когда был изобретен *гидравлический пресс*. В конце 19-начале 20 вв. гидрообъемная передача начала применяться на судах военно-морского флота для поворота орудийных башен. К 1920-30 относится начало применения гидрообъемной передачи в металлорежущих станках.

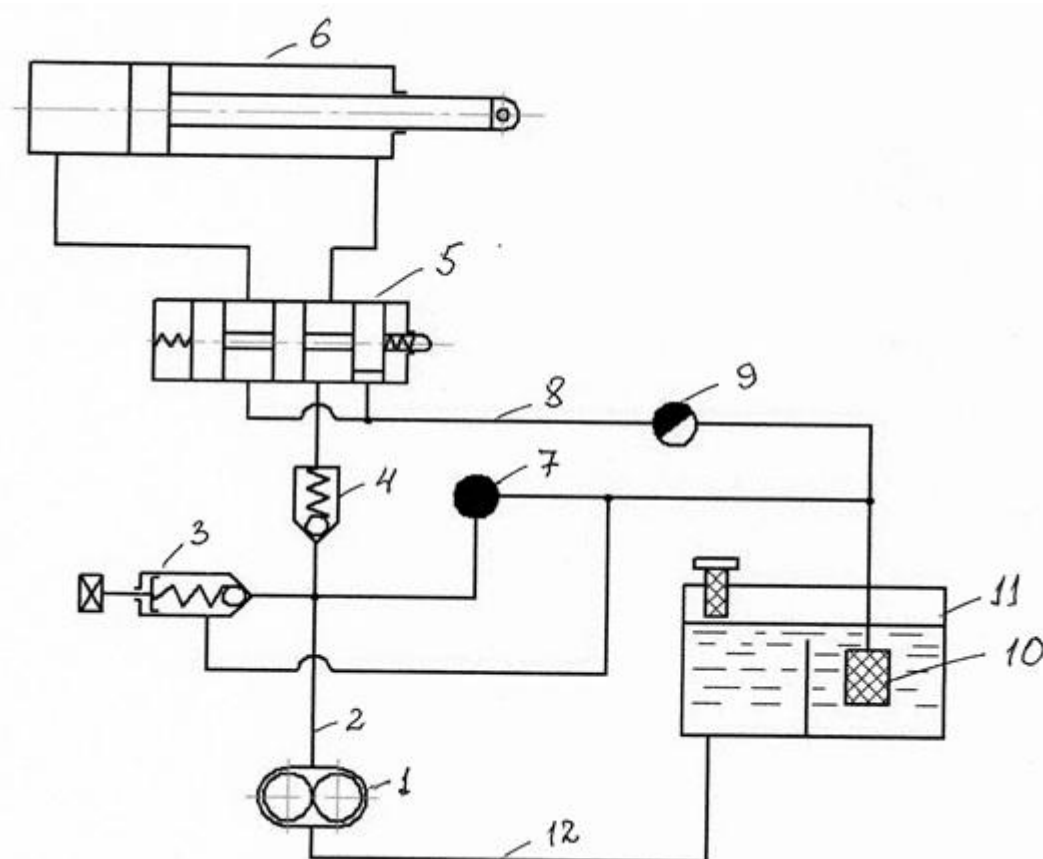


Рис. 23

Принципиальная схема гидрообъемной передачи

Гидрообъемная передача состоит из гидрообъемного насоса 1, напорной магистрали 2, предохранительного клапана 3, обратного клапана 4, золотникового распределителя 5, гидроцилиндра 6, перепускного клапана 7, магистрального трубопровода 8, 12, дросселя 9, фильтра 10, бака для рабочей жидкости 11.

Иногда вместо насоса используются гидроаккумулятор и другие источники гидростатического давления.

Принцип работы гидрообъемного привода состоит в следующем. Гидронасос, приводимый в действие дизельным или иным двигателем, засасывает рабочую жидкость (масло) из бака и нагнетает её по магистральному трубопроводу в гидрораспределитель. Магистральный трубопровод снабжен обратным, предохранительным и перепускным клапанами: первый не допускает случайный обратный поток рабочей жидкости, второй – сбрасывает давление жидкости в случае его чрезмерного повышения, третий – отводит её в бак, когда она не используется (при кратковременных перерывах).

Из гидрораспределителя, которым управляет машинист, жидкость поступает по трубопроводу в тот или иной исполнительный орган: гидроцилиндр или гидромотор, который за счет давления жидкости приводит в движение соответствующий узел машины (отвал, ходовые колеса и др.).

Отработавшая жидкость из гидроцилиндра или гидромотора по обратному трубопроводу, через гидрораспределитель возвращается в бак.

Гидроцилиндры являются органами возвратно-поступательного движения, гидромоторы – органами вращательного движения.

В гидрообъемных передачах обычно применяют шестеренные и аксиально-поршневые гидронасосы. Шестеренные насосы обеспечивают давление рабочей жидкости до 10 МПа при частоте вращения 2000 мин^{-1} и производительность до 500 л/мин. Аксиально-поршневые насосы обеспечивают производительность до 750 л/мин и давление до 30 МПа.

2.2.1 Шестеренный насос (Рис.24) состоит из двух шестерен 1, 2, помещенных в плотно охватывающий их корпус 3. Шестерни насоса приводятся во вращение двигателем. В корпусе имеется канал, через который масло подается в полость всасывания. При вращении шестерен находящееся во впадинах между зубьями масло переносится из полости всасывания в полость нагнетания и выдавливается в напорный канал, а из него – в магистраль.

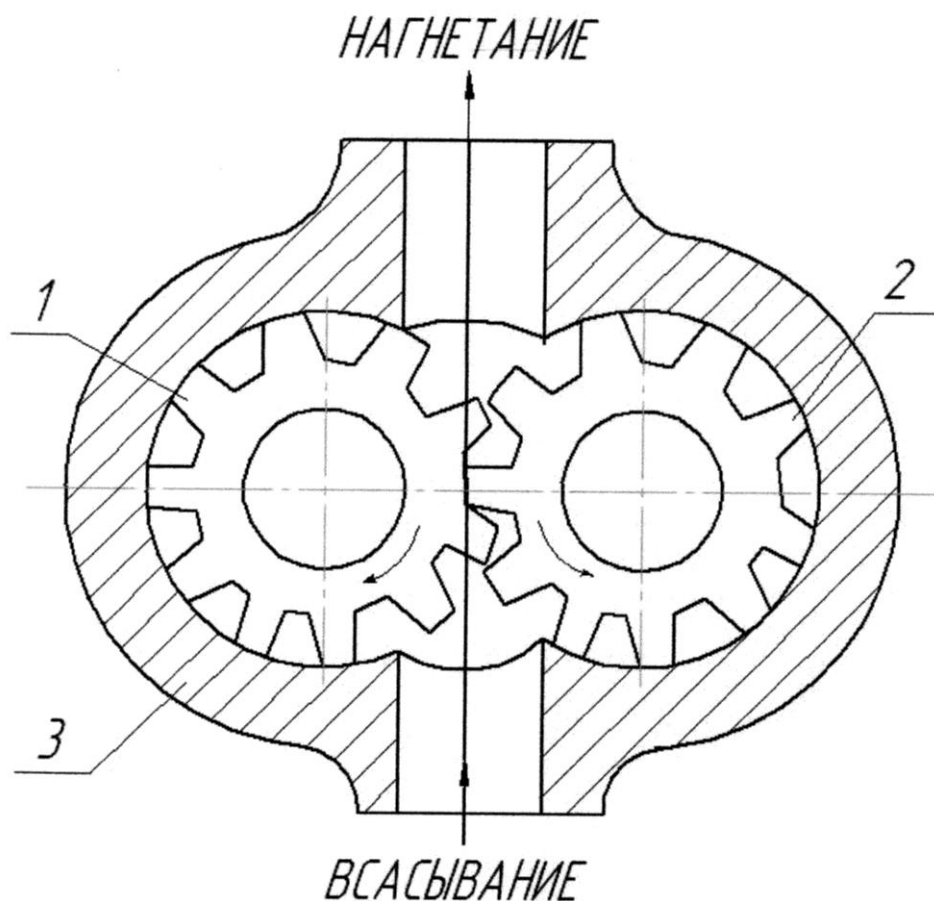


Рис. 24

Схема шестеренного насоса:

1,2-шестерни;

3-корпус

2.2.2 Гидрораспределители- служат для переключения и изменения направления потоков рабочей жидкости, реверсирования движения и фиксирования гидроцилиндров в определенном положении. В строительных машинах наибольшее применение нашли золотниковые распределители (Рис.25).

Золотниковый гидравлический распределитель предназначен для изменения направления (распределения) потоков жидкости, пуска и остановки этих потоков, а также для регулирования давления и расхода жидкости.

Основными конструктивными элементами гидрораспределителя являются корпус 1 и запорно-регулирующий элемент 2 (например, золотник 2, рис.25.)

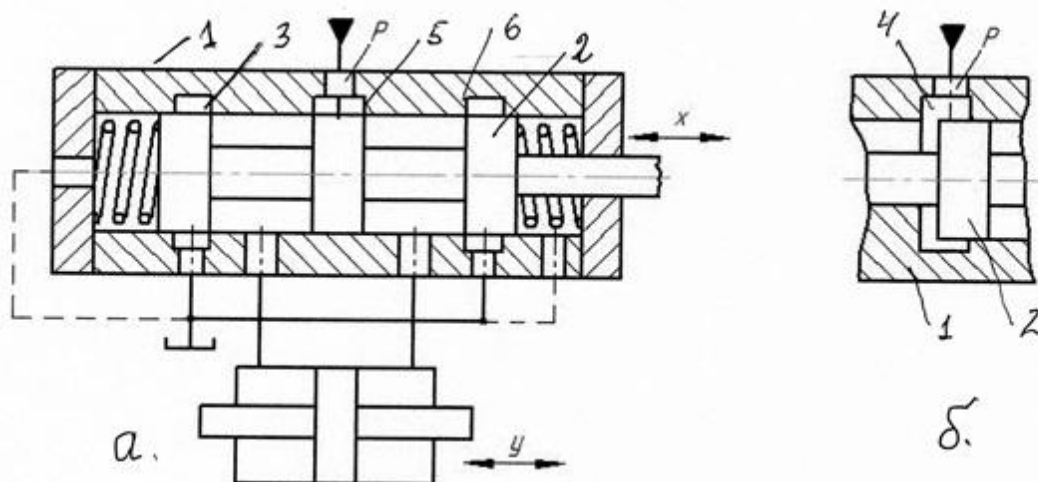


Рис. 25

Конструктивная схема золотникового гидрораспределителя.

В зависимости от функционального назначения распределители делят на направляющие и дросселирующие.

Направляющие распределители используются для изменения направления, пуска и остановки потока рабочей жидкости в зависимости от наличия определенного внешнего управляющего сигнала X . Запорно-регулирующий элемент (золотник) 2 при наличии занимает всегда крайние (левое или правое) рабочие положения (Рис.25 а), называемые рабочими позициями. При прохождении жидкости через рабочие проходные сечения (рабочие щели) 3,4,5,6 распределителя параметры потока жидкости (давление и расход) не изменяются. На рис.25 б показан рабочая щель 4 при сдвинутом вправо золотнике 2.

Дросселирующие распределители, используемые не только для изменения направления потока рабочей жидкости, но и регулирования расхода и давления рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего воздей-

ствия X . Запорно-регулирующий элемент (золотник) 2 такого гидрораспределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя определенные величины поступившего сигнала. Если обеспечить пропорциональное смещение выходного звена Y в зависимости от входного сигнала X , то дросселирующий распределитель может использоваться в качестве гидроусилителя.

Практически выпускаются промышленностью и применяются в машинах множество различных конструкций гидрораспределителей.

Классифицируются они по числу рабочих щелей, конструкции распределительных устройств (золотниковые, клапанные, крановые), по типу управления, по числу фиксированных позиций и др.

2.2.3 Гидроцилиндры являются гидродвигателями возвратно-поступательного движения. В корпусе гидроцилиндра (Рис.26), представляющем собой стальную гильзу с тщательно обработанной внутренней поверхностью, перемещается поршень 4 под действием высокого давления рабочей жидкости. Поршень имеет манжетные уплотнения 3, 7 и 8, которые предотвращают протекание жидкостей из полостей цилиндра, разделенных поршнем, и обеспечивают съём грязи. Усилие от давления на поршень передается через шток 1 к исполнительному органу машины (отвалу бульдозера, ковшу экскаватора и т.п.).

С двух сторон корпуса укреплены крышки 2 и 6 с отверстиями, которые служат для подвода и отвода рабочей жидкости.

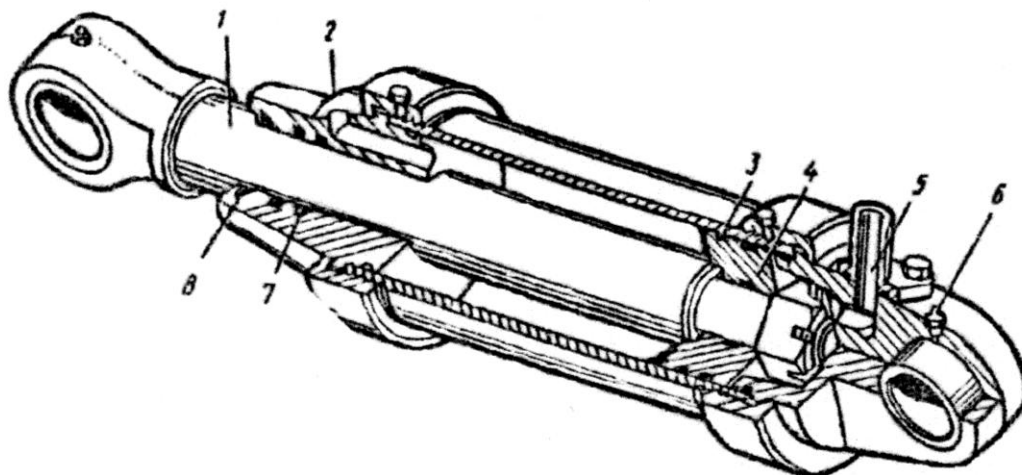


Рис.26

Конструкция гидроцилиндра

Гидроцилиндры в зависимости от назначения изготавливают одно- и двухстороннего действия. Для увеличения длины рабочего хода применяют телескопические гидроцилиндры, которые в сложенном положении имеют небольшие размеры.

Гидрообъемная передача машин позволяет с высокой точностью поддерживать или изменять скорость машины при произвольном нагружении, осуществлять слежение – точно воспроизводить заданные режимы вращательного или возвратно-поступательного движения, усиливая одновременно управляющее.

2.2.4 Гидроаккумулятор – устройство, работающее под давлением и позволяющее накапливать гидравлическую энергию, возвращать ее в систему в нужный момент.

Гидроаккумуляторы по способу накопления энергии классифицируются:

- с механическим накопителем энергии;
- с пневматическим накопителем энергии.

Первые, т.е. с механическим накопителем, в свою очередь, могут быть грузовые и пружинные гидроаккумуляторы.

В грузовых наполнение энергии гидравлической жидкости и ее возврат в систему происходит за счет потенциальной энергии груза, находящегося на определенной высоте.

В пружинных гидроаккумуляторах накопление энергии гидравлической жидкости и ее возврат в систему происходит механической энергией сжатой пружины.

Каждому типу гидроаккумуляторов свойственны свои преимущества и недостатки. Грузовой гидроаккумулятор конструктивно прост, имеет большой рабочий объем и постоянное давление, низкую стоимость. К недостаткам следует отнести громоздкость конструкции, низкое давление, низкую энергоемкость, высокую инерционность.

Пружинный гидроаккумулятор имеет относительно простую конструкцию и невысокую стоимость. К недостаткам можно отнести зависимость давления от линейной деформации пружины, небольшой рабочий объем, а также инерционность.

В пневмогидравлических аккумуляторах накопление энергии жидкости и ее возврат в систему происходит за счет энергии сжатого воздуха (Рис.27). В пневмогидравлических аккумуляторах в качестве сжимаемой среды используется газ (азот или сжатый воздух). Пневмогидравлические аккумуляторы нашли наиболее широкое распространение в быту и промышленности.

Они представляют собой достаточной прочности, для заданных давлений, емкости (металлические, композитные и т.п.) с эластичными мембрана-

ми внутри, служащими для поддержания давления рабочей жидкости в гидравлической системе или системе водоснабжения, отопления.

В быту, в большинстве случаев гидроаккумуляторы используются для систем автономного обеспечения водой загородных домов, коттеджных поселков, небольших предприятий.

В автомобилях гидроаккумуляторы могут использоваться для рекуперации энергии, для быстрого запуска двигателя или как замена трансмиссии. В первом случае давление в гидроаккумуляторе нагнетается во время торможения, а используется для разгона. Во втором случае гидроаккумулятор используется совместно с гидростартером, облегчающим запуск двигателя. В третьем случае давление в гидроаккумуляторе нагнетается двигателем внутреннего сгорания, а расходуется гидромотором на приведение колес в движение.

Широко применяются в качестве аварийных источников энергии при отказе основной гидросистемы. Как правило, в обязательном порядке устанавливаются в гидросистеме (контуре) торможения колес шасси и выпуска стоек шасси.

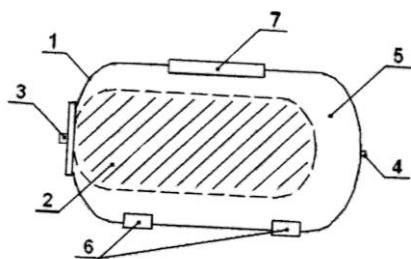


Рис. 27

Конструктивная схема пневмогидроаккумулятора:

1- металлический корпус; 2- мембрана для воды; 3- фланец с пропускным клапаном; 4- ниппель для закачки воздуха; 5- пространство для сжатого воздуха; 6- ножки; 7- платформа для поверхностного насоса

2.3 Гидродинамические передаточные устройства

Как уже было сказано выше, в гидродинамических передачах механическая энергия двигателя преобразуется в кинетическую энергию непрерывного потока рабочей жидкости, которая передается к исполнительным органам и приводит их в движение.

Отличительной особенностью гидродинамических передач является отсутствие жесткой связи между ведущими и ведомыми частями передач.

В строительных машинах такие передачи применяют в виде гидромуфт и гидротрансформаторов.

2.3.1 Гидромуфты предназначены для передачи мощности от вала двигателя на ведомый вал трансмиссии без изменения вращающего момента.

Конструктивным отличием гидромуфты от гидротрансформатора является отсутствие реактора. Моменты вращения на насосном и турбинном колесах гидромуфты можно считать всегда равными, в отличие от гидротрансформатора.

Гидромуфта состоит из двух колес – ведущего (насосного 1) и ведомого (турбинного 2), рис.28.

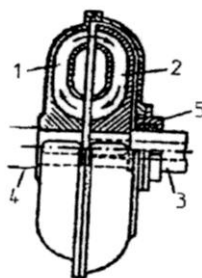


Рис.28

Схема гидромуфты

На ведомом валу 3 предусмотрено уплотнение 5, обеспечивающее герметичность корпуса. Пространство между лопатками обоих колес заполнено рабочей жидкостью.

Принцип действия гидромуфты заключается в передаче вращения от насосного колеса к турбинному посредством жидкости. Под воздействием потока жидкости на лопатки турбинного колеса, оно приобретает вращательное движение, передающееся ведомому валу, а от него – последующему элементу трансмиссии машины.

При использовании гидромуфты двигатель пускают без отключения трансмиссии, т.к. вначале вращающий момент, передаваемый гидромуфтой, мал.

2.3.2 Гидротрансформатор

Гидротрансформатор (турботрансформатор) или конвертор крутящего момента – устройство, служащее для передачи и преобразования вращающего момента от двигателя внутреннего сгорания к коробке передач, и позволяющее бесступенчато изменять крутящий момент и частоту вращения, передаваемые на ведомые валы. Чаще всего используются с АКПП или вариаторами (устройства, передающие вращающий момент и способные плавно изменять передаточное отношение в некотором диапазоне регулирования).

Гидротрансформаторы классифицируются по следующим признакам:

1) По характеру циркуляции жидкости – одноциркуляционный, работающий на режиме трансформации и многоциркуляционные. Первый тип широко используется на колесных и гусеничных транспортных средствах, на тепловозах.

2) По степени воздействия на насосное колесо нагрузки, возникающей на турбине, гидротрансформаторы делятся на непрозрачные и прозрачные. То есть в первом случае нагрузка (в т.ч. и перегрузка) на двигательный

механизм не передается, а во втором полностью воспринимается ведущими механизмами.

3) По числу турбинных колес, жестко связанных между собой - одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые. В случае, если колеса турбины выполнены отдельно, гидротрансформаторы подразделяются на одно-, двух- и трехтурбинные.

Разные типы гидротрансформаторов по-разному могут реагировать на изменение нагрузок на турбинном колесе (связанном с рабочим органом).

Гидротрансформаторы имеют область применения на специальных грузовых шасси, предназначенных для изготовления коммунальной спецтехники, на городских автобусах, на вилочных погрузчиках и легковых автомобилях. Чаще всего работают с планетарными коробками передач, хотя встречаются и сочетания с обычными двух- и трехвальными конструкциями.

Популярность снабженных гидротрансформатором машин в зависимости от региона может очень сильно различаться. Так, на конец XX века в Западной Европе около 20% легковых автомобилей имели гидротрансформатор.

В строительных машинах гидротрансформаторы используются в трансмиссиях подъемных кранов и экскаваторов с канатно-блочным приводом рабочего оборудования, в приводах рудничных и карьерных конвейеров.

Устройство и принцип действия

Гидротрансформатор выполнен в виде камеры тороидальной формы и включает в себя три лопастных колеса: насосное, вал которого соединен с коленчатым валом двигателя; турбинное, соединенное с трансмиссией, и реактор, установленный в корпусе гидротрансформатора.

Гидротрансформатор заполняется специальной жидкостью. Каждое колесо имеет наружный и внутренний торцы, между которыми располагаются профилированные лопасти, образующие каналы для протока жидкости. Все колеса гидротрансформатора максимально приближены друг к другу, а корпус герметичен (рис.29, 30).

При вращении коленчатого вала двигателя вращается насосное колесо, которое перемещает жидкость, находящуюся между его лопастями. Жидкость не только вращается относительно оси гидротрансформатора, но и за счет воздействия на нее центробежных сил перемещается вдоль лопастей насосного колеса по направлению от входа к выходу, что сопровождается увеличением кинетической энергии потока. На выходе из насосного колеса поток жидкости попадает на турбинное колесо, оказывая силовое воздействие на его лопасти. Затем поток попадает в реактор, пройдя который, возвращается к входу в насосное колесо. Таким образом, жидкость постоянно перемещается по замкнутому кругу циркуляции, образованному проточными частями всех трех лопастных колес и находится с ними в силовом взаимодействии. При этом насос передает энергию двигателя потоку, а тот, в свою очередь, - турбине.

Если бы между насосным и турбинным колесами отсутствовал реактор, то такая конструкция (гидромуфта) осуществляла бы перенос энергии от двигателя к трансмиссии гидравлическим способом, без возможности изменения крутящего момента. Расположенный между колесами гидротрансформатора неподвижный реактор имеет лопасти специального профиля, которые изменяют направление потока жидкости, выходящей из турбинного колеса, и направляют его под определенным углом на лопасти насосного колеса. Это позволяет значительно увеличить передаваемый от двигателя в трансмиссию крутящий момент.

Любой гидротрансформатор характеризуется определенным КПД, передаточным отношением, которое показывает соотношение угловых скоростей

его колес, и коэффициентом трансформации, показывающим, во сколько раз увеличивается значение крутящего момента. Максимальный коэффициент трансформации зависит от конструкции гидротрансформатора и может составлять до 2,4. При увеличении частоты вращения вала двигателя увеличивается угловая скорость насосного и турбинного колес, а увеличение крутящего момента в гидротрансформаторе плавно уменьшается. Когда угловая скорость турбинного колеса приближается к угловой скорости насосного, поток жидкости, поступающей на лопасти реактора, изменяет свое направление на противоположное.

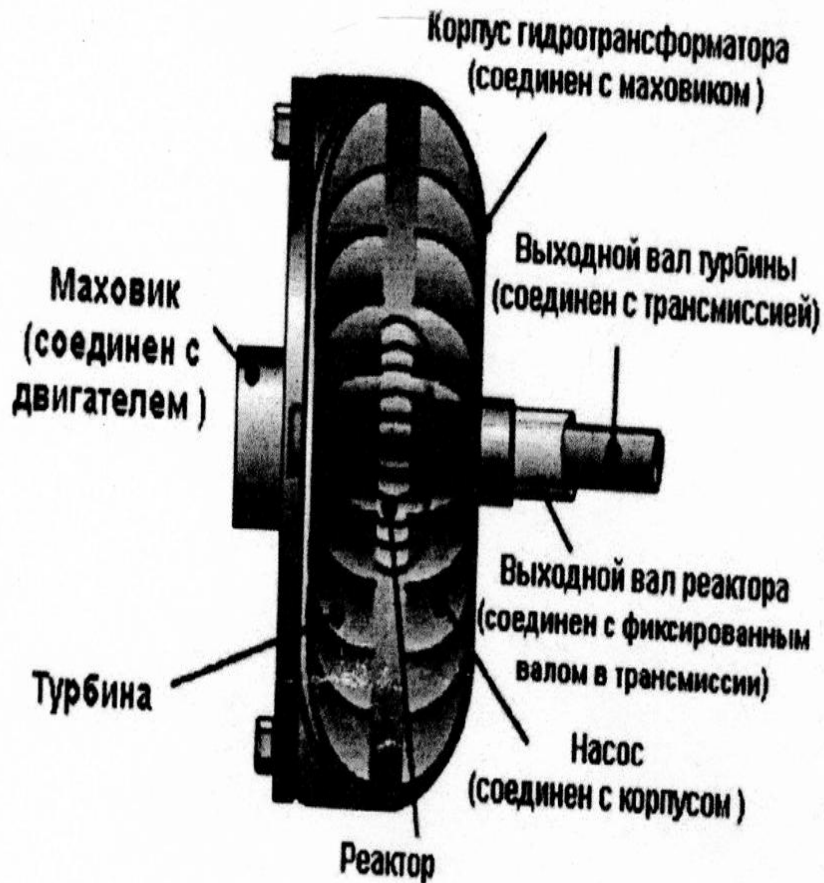


Рис.29

Конструктивная схема гидротрансформатора

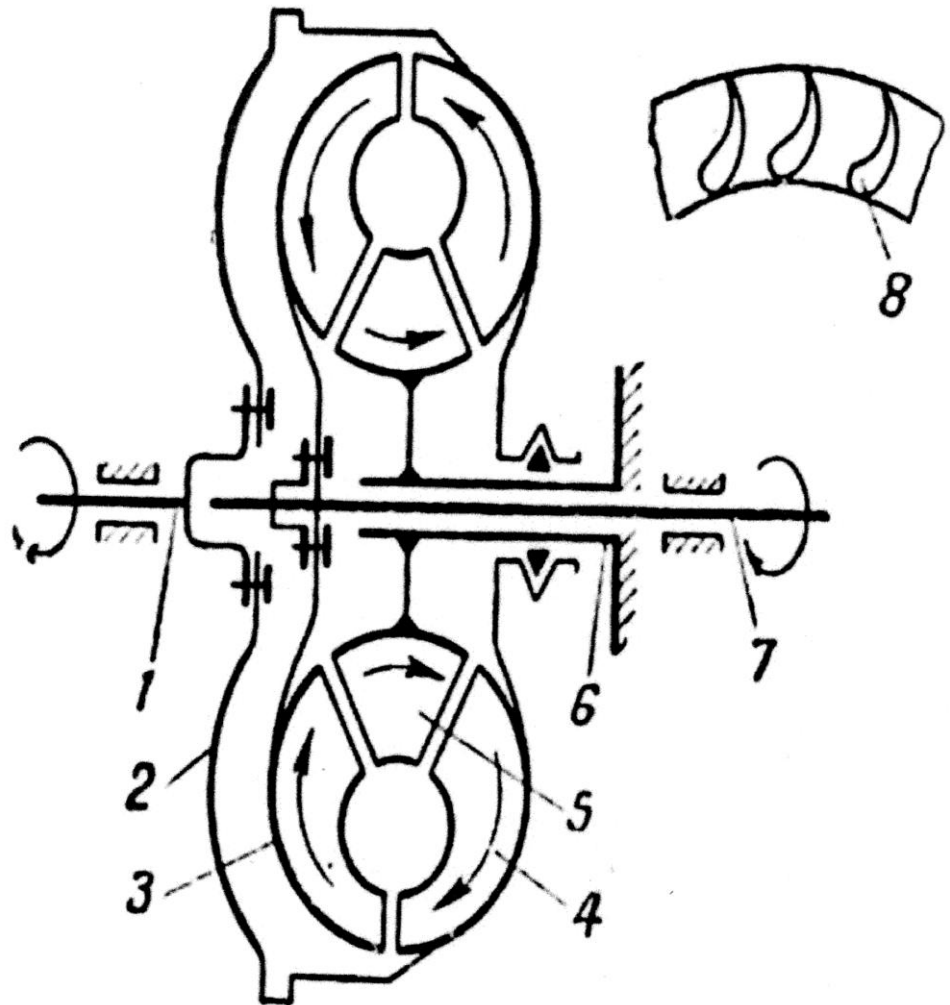


Рис. 30

Схема гидротрансформатора в разрезе:

1- коленчатый вал; 2- корпус; 3- турбинное колесо; 4- насосное колесо;
5- реактор; 6- втулка; 7- ведомый вал; 8- лопасти

Для того, чтобы реактор на этом режиме не создавал помех потоку жидкости, его устанавливают на муфте свободного хода, и он начинает свободно вращаться (гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты), что позволяет, в свою очередь, снизить потери. Такие гидротрансформаторы называют комплексными.

КПД гидротрансформатора определяет экономичность его работы. Максимальное значение КПД гидротрансформатора может быть от 0,85 до 0,97, но обычно находится в диапазоне от 0,7 до 0,8. В комплексном гидротрансформаторе на режиме гидромуфты можно получить максимальное значение КПД – 0,97. Изменение режимов работы гидротрансформатора происходит автоматически. Если увеличивать нагрузку на выходе из гидротрансформатора, то происходит уменьшение угловой скорости турбины, что приводит к увеличению коэффициента трансформации.

К гидротрансформаторам можно отнести малый диапазон передаточных чисел. Кроме того, не обеспечивается движение задним ходом, а также не разобщается двигатель от трансмиссии (необходима сложная система опорожнения проточных частей от рабочей жидкости). Поэтому за гидротрансформатором устанавливают специальную коробку передач, которая компенсирует указанные недостатки. Такая гидромеханическая передача является бесступенчатой и позволяет получить любое передаточное число в заданном диапазоне.

В гидромеханических передачах, в основном, применяются механические планетарные коробки передач, которые легко поддаются автоматизации, но иногда используют и обычные ступенчатые коробки передач с автоматическим управлением.

Литература

1. Строительные машины: учебник для строительных ВУЗов. Издание второе, переработанное и дополненное, Волков Д.П., Крикун В.Я., М: АСВ, 2002.
2. Комплексная механизация строительства. Учебник для ВУЗов, Кудрявцев Е.М., М: АСВ, 2009.
3. Основы теории выбора и эффективной эксплуатации строительных машин. Учебное пособие, Дроздов А.Н. под редакцией проф. Кудрявцева Е.Н., М: МГСУ, 2006.
4. Гидравлика и гидропривод: учебник, ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод./ под ред. А.А.Шейпака, - М: МГИУ, 2003.
5. Прикладная механика. Учебное пособие для вузов. Под ред. В.М. Осецкого. Изд. 2-е перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977.
6. Информация с интернет-ресурса Википедия и из всемирной сети интернет:
 - Сайт Информационный пресс-центр «Строительство и недвижимость»
<http://www.nestor.minsk.by/sn/index.html>;
 - Сайт «ИнталТехИмпорт», строительная техника CIFA
<http://www.italtechimport.ru/> ;
 - Официальный сайт компании Waitzinger
<http://www.betonpump.ru/about.html> ;
 - Сайт «Современное оборудование и технологии для бетонных работ
<http://www.stroit.ru/> ;
 - Сайт компании «ООО «ПУТЦМАЙСТЕР-РУС»»
<http://www.putzmeister.ru/about/> .

Голубев Владимир Константинович

Аистов Анатолий Сергеевич

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Учебное пособие

Редактор

Сидоренко П.В.