

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Утверждены
на заседании кафедры
«Машины и технологии АПК»



Курс лекций
по дисциплине «Гидропривод в сельскохозяйственной технике»
для студентов по направлению 35.03.06 Агроинженерия
профиль «Технические системы в агробизнесе»
всех форм обучения

г. Ставрополь

Лекция №1

Тема: «Основные понятия и классификация гидроприводов»

Вопросы:

1. Гидропривод: общие положения.
2. Основные понятия и определения.
3. Основные физические свойства рабочей жидкости (самостоятельно).
4. Классификация гидроприводов.

В настоящее время с/х производство оснащается машинами более высокого технического уровня, которые призваны значительно повысить производительность и условия труда, обеспечить высокое качество и экономичность выполняемых работ. Практически любое мобильное энергетическое средство, используемое в с/х производстве, содержит гидравлический привод (рис. 1). Особенно широкое применение он находит в тракторах и уборочных машинах. Использование гидропривода позволяет осуществлять автоматическое регулирование режимов работы машин и параметров технологических процессов в целом.

Гидравлика и гидропривод

Применение гидропривода



Гидроприводы используются в ходовой части (трансмиссии) и рулевом управлении самоходных машин для:

- управления навесными, полунавесными и прицепными машинами, погрузочными и разгрузочными механизмами прицепов, погрузчиков и транспортеров,
 - сообщения вращательного движения активным рабочим органам,
 - включения и выключения различных механизмов,
 - облегчения управления и изменения скорости движения машины и других целей.
- Они имеют существенные преимущества перед механическими приводами:
- возможность передачи энергии в любую точку машины при небольших усилиях управления;
 - свобода расположения гидроагрегатов и простота конструкции при разветвлении потоков мощности;

простота преобразования одного вида движения в другое;
легкость реверсирования движения, бесступенчатое регулирование скорости в широких пределах и т.д.

Бесступенчатое изменение скорости движения самоходной машины обеспечивает оптимальный режим ее технологического процесса при полном использовании мощности двигателя. Оперативное управление скоростью машин с гидромеханической трансмиссией, включая динамическое торможение, осуществляется одной рукояткой или педалью, что значительно облегчает условия работы механизатора.

Общие сведения об объемных гидроприводах

В современной технике широко применяют гидравлические системы для передачи мощности на ходовую часть и рабочие органы, для регулирования положения рабочих органов, их адаптации к условиям эксплуатации.

В сельхозмашинах широко применяют привод с возвратно-поступательным движением для подъема, опускания и перемещения рабочих органов, управления вариаторами, для следящих систем и т.д. В последнее время все более широкое применение находит объемный гидропривод для вращательного движения рабочих органов сельхозмашин, а также для гидротрансмиссии.

Достоинства и недостатки гидроприводов

Достоинства:

- быстроедействие и высокая точность отработки сигналов управления, а также легкость реверсирования, что объясняется малой инертностью гидромашин;
- возможность плавного бесступенчатого регулирования выходной скорости;
- высокий коэффициент усиления мощности при сравнительно небольшом усилии;
- простота преобразования одного вида движения в другое;
- передача больших мощностей при небольших габаритах;
- независимое размещение узлов;
- простота конструкции передач и предохранительных устройств.

Недостатки:

- повышенные требования к точности изготовления отдельных узлов и деталей;
- зависимость характеристик от температуры рабочей жидкости;
- сложность ремонта в условиях эксплуатации.

2. Основные понятия и определения

Гидроприводом называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством гидравлической энергии. В нем жидкость служит рабочим телом для восприятия и отдачи механической энергии.

Гидропередача – часть гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к машинам и механизмам.

Гидропривод называется объемным, если в его гидропередаче используются объемные машины, и динамическим – если динамические.

Основным определяющим устройством гидропривода является его объемный гидродвигатель, выходное звено которого непосредственно или через механическую передачу соединено с исполнительным механизмом. Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы) преобразуют гидравлическую энергию рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев привода.

Кроме гидродвигателя, в состав гидропривода могут входить следующие устройства: насосы с приводящими двигателями, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии.

Насосы создают поток рабочей жидкости путем преобразования механической энергии приводящих двигателей в гидравлическую. Рабочим органом, создающим поток рабочей жидкости, является поршень (плунжер), зубчатое колесо, диафрагма и т.д.

Гидроаппараты (клапана; дроссели; распределители) предназначены для изменения направления и параметров потока рабочей жидкости, а также для открытия или перекрытия отдельных гидролиний.

Кондиционеры рабочей жидкости служат для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости. К ним относятся: фильтры, теплообменные аппараты (охладители или нагреватели) и воздухопускные устройства.

Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости от одного гидроустройства привода к другому или внутри устройства от одной полости к другой. Конструктивно они представляют собой трубопроводы, рукава, каналы и соединения. Различают линии: всасывания, напора, слива, управления, дренажа, выпуска воздуха и отвода конденсата.

Все гидравлические устройства оснащаются уплотнительными устройствами, предназначенными для герметизации соединений.

Рабочая жидкость в гидроприводе является рабочей средой, т.е. носителем энергии. С ее помощью гидравлическая энергия от источника передается к объемным гидродвигателям. В связи с выполнением указанной функции, рабочую жидкость рассматривают как один из основных элементов объемного гидропривода.

Гидродвигатель с поступательным движением выходного звена называется **гидроцилиндром**, с вращательным движением – **гидромотором**, с поворотным движением (менее 360°) – **поворотным гидродвигателем**. В соответствии с этим различают гидроприводы с поступательным, вращательным и поворотным движением выходного звена.

Гидропривод называется **регулируемым**, если в нем предусмотрено изменение (плавное или ступенчатое) скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Привод, в котором обеспечивается изменение направления движения выходного звена гидродвигателя при неизменном направлении вращения вала гидромотора, называется **реверсивным**.

3. Основные физические свойства рабочей жидкости

Под **жидкостью** понимают физическое тело, обладающее в отличие от твердого тела текучестью и, в отличие от газа, весьма малой изменемостью своего объема. В гидроприводах жидкость является не только рабочим, но и одновременно смазывающим и охлаждающим, защищающим механизмы от коррозии. Наиболее распространенными жидкостями являются масла минерального происхождения.

Важнейшими физическими свойствами жидкости являются **плотность, вязкость, сжимаемость и тепловое расширение**.

Плотность – величина, равная отношению массы жидкости к ее объему:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3.$$

С повышением давления, при постоянной температуре, плотность жидкости увеличивается, а с повышением температуры, как правило, плотность уменьшается.

Удельный вес – физическая величина, равная отношению силы тяжести к объему. Эта величина связана с плотностью следующим образом:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g, \text{ Н/м}^3.$$

Вязкость жидкости – свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу или относительному смещению слоев. Вязкость проявляется в жидкости только при ее движении. Различают динамическую и кинематическую вязкость.

Величину, обратную динамической вязкости, называют **текучестью** жидкости

$$\varphi = \frac{1}{\mu}, \text{ т.е. чем больше вязкость, тем меньше текучесть.}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Кинематическую вязкость жидкости определяют по формуле

Единица кинематической вязкости стокс Ст (1 Ст=10⁻⁴ м²/с или 1 см²/с).

Вязкость жидкости особенно сильно зависит от температуры. С увеличением температуры вязкость жидкости уменьшается по нелинейному закону. На вязкость также влияет наличие воздуха в жидкости в растворенном и смешанном виде. При увеличении его содержания вязкость уменьшается.

Сжимаемость жидкости – это свойство жидкости изменять объем под действием давления. Количественно сжимаемость характеризуется **модулем объемного сжатия**

$$E = V_o \frac{\Delta p}{\Delta V},$$

где V_o - первоначальный объем жидкости, м³.

Тепловое расширение жидкости – это свойство жидкости изменять объем в процессе ее изобарического нагревания. Численно тепловое расширение характеризуется **коэффициентом объемного расширения**

$$\beta = \frac{1}{V_o} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right), \text{ К}^{-1}.$$

Примечание. Кавитация жидкости – это состояние движущейся жидкости, при котором в результате снижения давления возникают газовые и паровоздушные пузырьки с последующим их разрушением в жидкости. Разрушение пузырьков происходит с большой скоростью. При этом возникают местные гидравлические микроудары, которые вызывают появление шума и вибрации (рис.2).

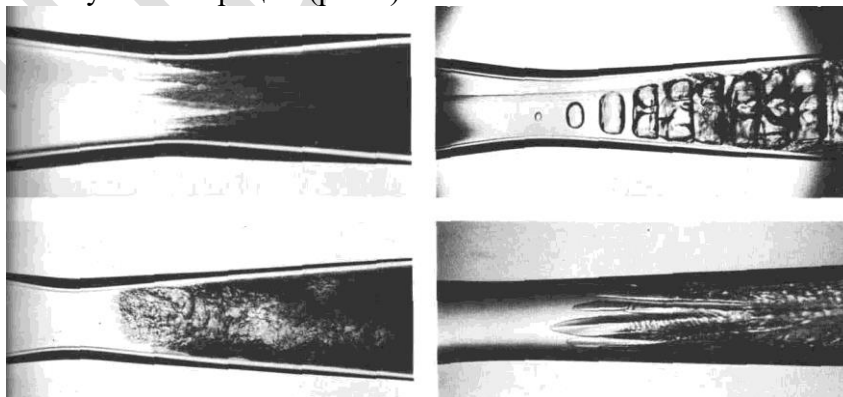


Рисунок 2 – Кавитация

Облитерация – это свойство рабочей жидкости зарастивать узкие каналы и капиллярные щели при ее течении под действием перепада давлений, т.е. на стенках капиллярного канала образуется пограничный слой, вызывающий уменьшение проходного сечения (рис. 3).

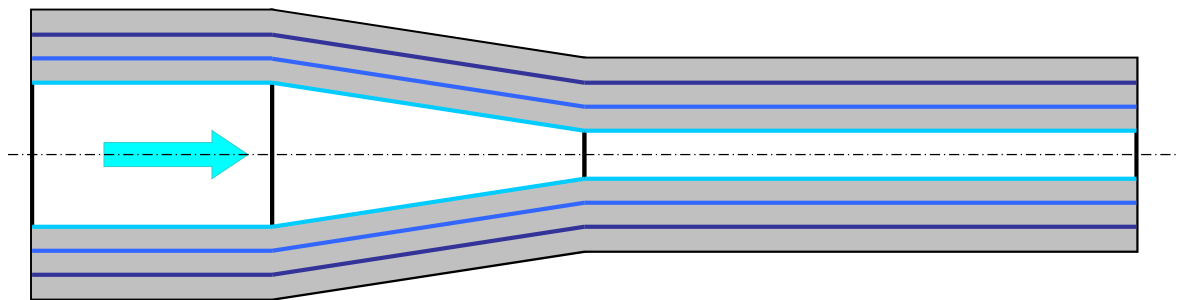


Рисунок 3 – Облитерация при течении жидкости в узких каналах

Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям

Функции рабочей жидкости в объемных гидроприводах многосторонни, поэтому к ним предъявляют следующие требования:

- хорошие смазывающие свойства;
- минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур;
- стабильность свойств в условиях эксплуатации (высокая устойчивость к механическому разрушению сложного соединения жидкости при дросселировании, к окислению при работе, к поглощению влаги и воздуха);
- длительный срок службы;
- хорошая теплопроводность и малый коэффициент теплового расширения;
- высокие моющие свойства (вынос продуктов износа и других загрязнений);
- инертность по отношению к применяемым материалам и защите их от коррозии;
- отсутствие механических примесей, воды и загрязняющих частиц.

4. Классификация гидроприводов

По принципу действия гидроприводы делятся на объемные и гидродинамические.

Гидродинамическим приводом называется гидравлическая система, в которой в качестве гидравлической передачи применяются лопастные насосные и турбинные колеса, расположенные соосно на предельно близком друг от друга расстоянии. Перенос энергии от ведущего звена в ведомому осуществляется потоком жидкости, а крутящий момент передается в результате изменения момента количества движения рабочей жидкости в рабочих колесах. При этом ведущий и ведомый валы механически не связаны между собой. Благодаря этим особенностям гидродинамический привод чаще называют гидродинамической передачей.

Объемным гидроприводом называется гидравлическая система, в которой в качестве гидравлической передачи применяются насосы и гидродвигатели объемного действия. Работа объемного гидропривода основана на использовании свойства несжимаемости капельной жидкости и передачи давления по закону Паскаля (*любое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесие, передается в остальные ее точки без изменения*). Примером объемного гидропривода простейшей конструкции может служить гидравлический пресс.

Объемные гидроприводы подразделяются по виду источника энергии на три типа:

1. Насосный гидропривод — гидропривод, использующий для подачи рабочей жидкости насосы объемного действия. Насосные гидроприводы бывают с замкнутой циркуляцией, когда жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, и с разомкнутой циркуляцией, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Насос гидропривода может приводиться в движение электродвигателем, турбиной, дизельным, карбюраторным двигателями, двигателем внутреннего сгорания и др.

2. Аккумуляторный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используются в системах с кратковременным рабочим циклом.

3. Магистральный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали, питающей от насосной станции одновременно несколько гидроприводов.

По характеру движения выходного звена различают гидроприводы поступательного, поворотного и вращательного движения. Гидроприводы бывают регулируемые и нерегулируемые. По способу регулирования скорости гидроприводы делят на три типа:

1. С дроссельным регулированием, когда для регулирования скорости производится дросселирование потока рабочей жидкости и часть потока отводится, минуя гидродвигатель.

2. С объемным регулированием, когда регулирование скорости производится в результате изменения рабочих объемов насоса или гидродвигателя.

3. С объемно-дроссельным регулированием, когда регулирование скорости осуществляется одновременно двумя способами.

Если скорость выходного звена гидропривода поддерживается постоянной и не зависит от внешних воздействий, то гидропривод называется стабилизированным.

Если скорость выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, то гидропривод называется следящим.

Итак, классификацию объемных гидроприводов можно представить в виде схемы (рис. 4)

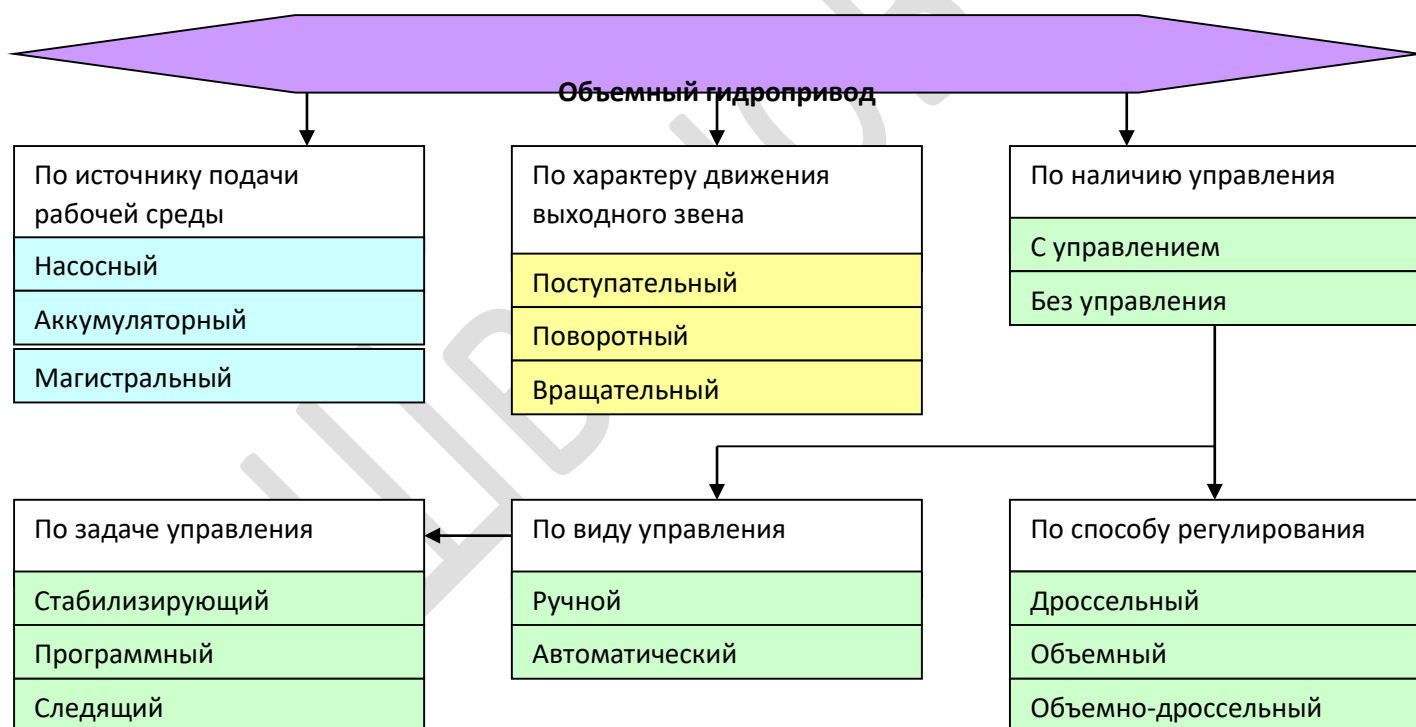


Рисунок 4 – Схема классификации объемного гидропривода

Лекция №2

Тема: «Основные схемы объемных гидроприводов»

Вопросы:

1. Принцип действия объемного гидропривода.
2. Схемы объемных гидроприводов.

1. Принцип действия объемного гидропривода

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении замкнутого изменяющегося объема (рабочей камеры) жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. Под рабочей камерой понимается ограниченное пространство внутри машины, периодически меняющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода жидкости. Если в состав гидропривода входит одна или несколько объемных гидромашин, то такой привод называют **объемным**. В соответствии с тем, создают гидромашины поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

В **объемном насосе** перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. Под вытеснителем понимается рабочий орган насоса, непосредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, шестерни и т.д.

В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей.

Объемный гидродвигатель – это гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена.

Принцип работы объемного гидропривода основан на высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости и законе Паскаля, который гласит, что всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, нарушающее ее равновесие, передается в другую точку без изменения. На рисунке показана простейшая схема объемного гидропривода, состоящего из двух гидромашин. Цилиндр 1 предназначен для работы в режиме насоса, цилиндр 2 – в режиме объемного гидродвигателя (гидроцилиндра). На поршень цилиндра 1 действует сила F_1 на поршень цилиндра 2 – внешняя нагрузка F_2 .

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При принудительном перемещении поршня 1 (рис. 1) вниз рабочая жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его в движение. При этом давление p_1 , создаваемое в цилиндре 1 силой F_1 действует также и на поршень цилиндра 2 (по закону Паскаля). В цилиндрах 1 и 2 устанавливаются статические давления, которые без учета потерь равны:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} = p_2 = p$$

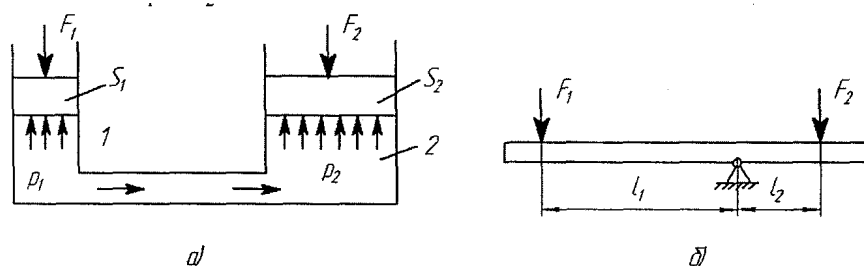


Рис. 1 - Схема простейшего объемного гидропривода и его механическая аналогия

Согласно этой формуле сила, действующая на поршень цилиндра 2, равна

$$F_2 = pS_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}$$

Следовательно, чем больше площадь S_2 , тем больше сила F_2 .
Скорость выходного звена

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} = \frac{4Q_2}{\pi D_2^2}$$

Равновесие сил, действующих в рассматриваемой схеме, можно сравнить с равновесием рычага (рис. 1,б). Длины плеч l_1 и l_2 рычага связаны соотношением

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_2}{l_1}$$







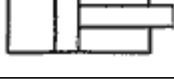
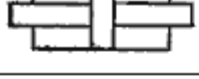
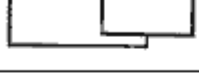

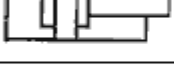
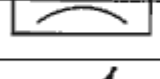
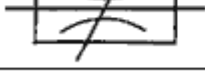
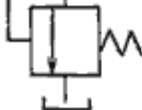
Отсюда следует, что при соответствующем выборе размеров плеч представляется возможным уравновесить большую силу F_2 малой силой F_1 .

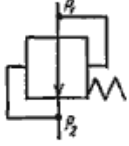
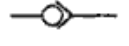
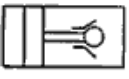


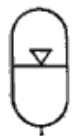

2. Схемы объемных гидроприводов






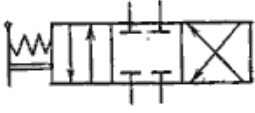

2.1. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем

Кроме насосов и гидромоторов существуют и другие разнообразные по конструкции и назначению гидроэлементы. Одни управляют потоком рабочей жидкости, другие служат для обеспечения безотказной работы гидросистем и т.д. Совокупность этих устройств называется гидроприводом и требует отдельного изучения. Все гидроэлементы имеют свое условное обозначение, из которых составляются гидросхемы по аналогии с электрическими схемами. Ниже приводятся условные обозначения основных гидроэлементов (Таблица 1). ГОСТ 2.782-96. Группа Т52. МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ. Единая система конструкторской документации. ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ. Машины гидравлические и пневматические.

Таблица 1 - Условные обозначения основных гидроэлементов

Обозначение	Описание элемента
	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый
	Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидромотор регулируемый
	Гидроцилиндр поршневой с односторонним штоком
	Гидроцилиндр поршневой с двухсторонним штоком
	Гидроцилиндр плунжерный
	Гидроцилиндр телескопический
	Гидроцилиндр с торможением в конце хода
	Дроссель настраиваемый
	Дроссель регулируемый
	Клапан напорный

	Клапан перепада давлений ($P_1 - P_2 = \text{const}$)
	Клапан обратный
	Гидрозамок
	Гидроаккумулятор грузовой
	Гидроаккумулятор пружинный
	Гидроаккумулятор пневмогидравлический
	Фильтр

	Теплообменник
	Гидропреобразователь
	Гидробак с атмосферным давлением
	Гидробак с давлением выше атмосферного
	Гидрораспределитель четырехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением и перекрытым потоком в исходной позиции
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением и закольцованным потоком в исходной позиции

2.2. Системы циркуляции рабочей жидкости

Гидросистема состоит из источника энергии, каковым обычно является насос, исполнительного механизма (силового цилиндра или гидромотора), а также аппаратуры управления потоком жидкости и защиты системы от перегрузок. В частности, обязательным аппаратом для большинства гидросистем является распределитель жидкости, в функции которого входит обеспечение направления потока жидкости к рабочим полостям исполнительного механизма.

Системы любой сложности комплектуются из элементарных систем и их комбинаций. Ввиду практической неограниченности возможных комбинаций таких элементарных систем, из которых комплектуются более сложные гидросистемы разнообразных машин и установок, ограничимся лишь описанием наиболее типовых элементов схем и их комбинаций, которые применяются практически во всех машинах.

По характеру циркуляции рабочей жидкости объемные приводы разделяются на системы с разомкнутой и замкнутой циркуляцией.

2.2.1. Системы с разомкнутой циркуляцией

В системах с разомкнутой циркуляцией основной запас рабочей жидкости (более 50%) находится в баке. Жидкость забирается насосом из бака и совершив работу возвращается в бак. Таким образом, в баке размыкается поток циркуляции. В качестве гидродвигателя обычно используются цилиндры.

Принципиальная схема системы с разомкнутой циркуляцией приведена на рисунке 2.

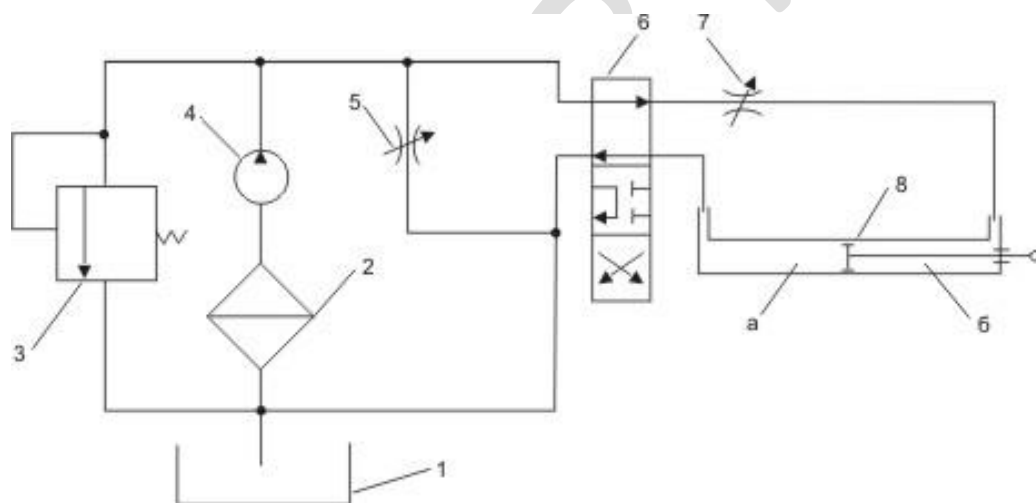


Рисунок 2 - Принципиальная схема системы с разомкнутой циркуляцией

1 - бак; 2 - фильтр; 3 - предохранительный клапан; 4 - насос; 5- параллельно включенный дроссель; 6 - распределитель; 7 - последовательно включенный дроссель; 8 - гидроцилиндр двустороннего действия; «а», «б» - бесштоковая и штоковая полости гидроцилиндра

Жидкость забирается из бака 1 насосом 4, во всасывающей (низконапорной) магистрали которого установлен фильтр 2. По высоконапорной магистрали жидкость поступает к распределителю 6, управляемому перемещением поршня силового цилиндра 8. От превышения давления напорная магистраль защищена предохранительным клапаном 3, включенным параллельно насосу. Если давление в защищаемой магистрали ниже предельно допустимого, клапан закрыт. При превышении давления свыше допустимого предела он открывается, и часть жидкости (или весь поток), минуя распределитель и цилиндр, уходит на слив в бак.

В **первом** положении распределителя 6 (показано на схеме как основное) жидкость из высоконапорной магистрали поступает в бесштоковую полость цилиндра, вызывая перемещение поршня и соединенного с ним штока. При этом преодолевается усилие сопротивления нагрузки. Для устранения подсоса воздуха в сливную магистраль, она перекрывается пояском золотника распределителя. Штоковая полость цилиндра для обеспечения возможности перемещения поршня соединяется сливной магистралью с баком 1.

Во **втором** положении распределителя 8 штоковая и бесштоковая полости цилиндра запираются, что предотвращает перемещение штока в любом направлении. В напорной магистрали растет давление и срабатывает предохранительный клапан 3. При этом в напорной магистрали поддерживается давление на уровне срабатывания предохранительного клапана, что приводит к потреблению насосом излишней мощности. Чтобы этого избежать, применяется разгрузка насоса по давлению. При этом распределитель соединяет высоконапорную магистраль со сливной. Давление, развиваемое насосом, уменьшается и определяется потерями в системе.

В **третьем** положении золотника распределителя бесштоковая полость соединяется со сливом, а штоковая – с высоконапорной магистралью. Шток перемещается в направлении, противоположном его движению в первом положении.

Для регулирования скорости перемещения штока цилиндра в приводах с разомкнутой циркуляцией обычно используются дроссели.

Дроссель 5 включен параллельно нагрузке (распределителю и цилиндру) и отводит часть потока жидкости из высоконапорной магистрали в бак. Происходит деление потока и за счет этого регулируется объем жидкости, поступающей в цилиндр в единицу времени.

Дроссель 7 включен последовательно нагрузке и путем изменения своего проходного сечения регулирует объем жидкости, поступающей в цилиндр в единицу времени.

Оба способа включения дросселей имеют свои достоинства и недостатки.

Особенностью работы распределителя совместно с цилиндром двустороннего действия является подача давления в одну из его полостей при обязательном соединении другой полости со сливом.

Достоинства:

- простота и удобство наблюдения за состоянием рабочей жидкости;
- хорошие условия для охлаждения и отстоя жидкости;
- простота конструкции и невысокая стоимость агрегатов.

Недостатки:

- давление во всасывающей магистрали насоса ниже атмосферного, что при нарушении герметичности приводит к подсосу воздуха;
- величина рабочего давления составляет 14...16 МПа, что увеличивает габариты агрегатов.

2.2.2. Приводы с замкнутой циркуляцией

В таких приводах основной запас рабочей жидкости (более 50%) находится во внутренних полостях и корпусных деталях машин и агрегатов, а также в соединительных магистралях. В качестве гидродвигателей обычно используются моторы.

Схема нереверсивного регулируемого привода показана на рисунке 3. Для регулирования скорости выходного вала мотора применяется насос с регулируемой подачей (за счет изменения рабочего объема при постоянных оборотах).

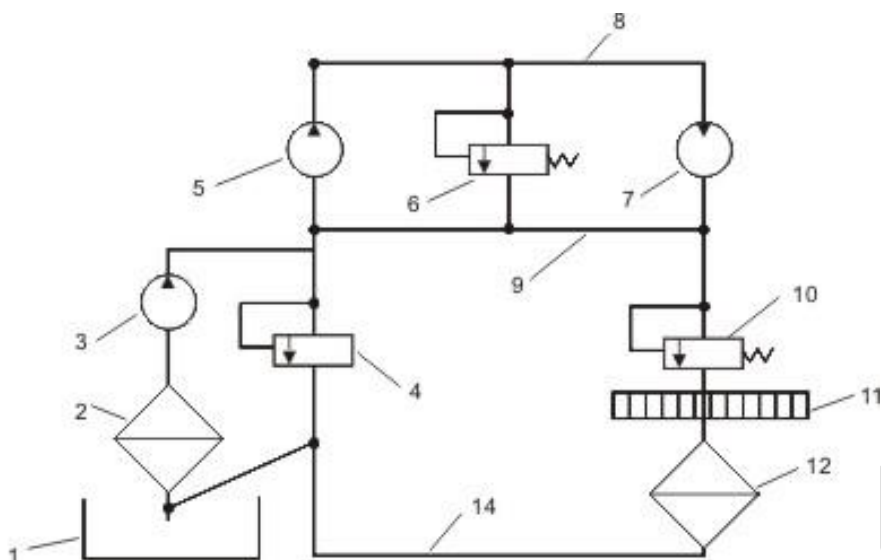


Рисунок 3 – Схема нереверсивного привода с замкнутой циркуляцией

1 – бак; 2 – фильтр; 3 – насос системы подпитки; 4 – предохранительный клапан системы подпитки; 5 – основной насос; 6- предохранительный клапан высоконапорной магистрали; 7 – гидромотор; 8 – высоконапорная магистраль; 9 – низконапорная магистраль; 10 – напорный клапан; 11 – теплообменник; 12 – фильтр; 14 – сливная (дренажная) магистраль

В таких приводах в качестве гидродвигателя обычно применяются гидромоторы. Рабочая жидкость циркулирует по замкнутому контуру «низконапорная магистраль 9 – основной насос 5 – высоконапорная магистраль 8 – гидромотор 7». Для ограничения давления в высоконапорной магистрали в системе применяется предохранительный клапан 6, который при превышении давления свыше установленного предела соединяет высоконапорную магистраль 8 с низконапорной 9, уменьшая таким образом давление в защищаемой магистрали.

Утечки в корпусные детали собираются в дренажные магистрали (обычно на схемах не показываются, аналогично и на рисунке 2) и отводятся в бак 1. Для компенсации утечек в систему вводится система подпитки, включающая в себя фильтр 2, насос подпитки 3, предохранительный клапан системы подпитки 4. Для снижения рабочего давления системы подпитки, она осуществляется в низконапорную магистраль. Поэтому давление подпитки должно быть выше, чем давление в низконапорной магистрали (но ниже, чем давление в высоконапорной магистрали). С целью исключения утечек из системы в бак при неработающем насосе системы подпитки соединение выхода насоса подпитки с низконапорной магистралью осуществляется через обратный клапан.

Для улучшения температурного режима в системе часть жидкости забирается из низконапорной магистрали 9, пропускается через теплообменник 11 и отводится в бак 1. Поддержание избыточного давления в низконапорной магистрали 9 обеспечивается установкой напорного клапана 10.

Реверсивные системы с замкнутой циркуляцией имеют особенности (рисунок 4).

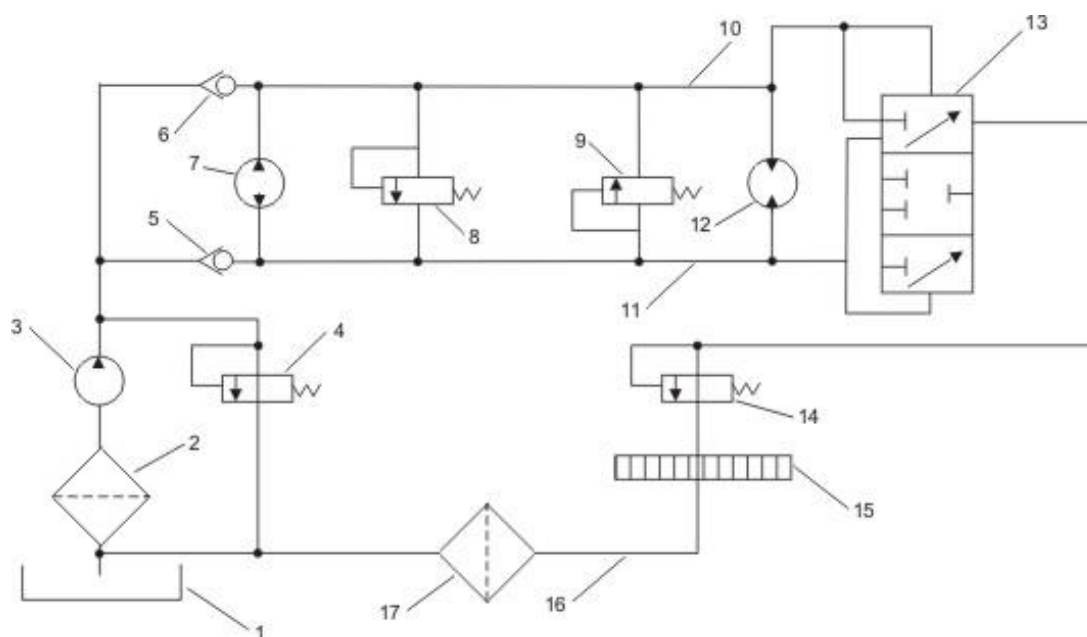


Рисунок 4 – Принципиальная схема реверсивной системы с замкнутой циркуляцией
 1 – бак; 2 – фильтр; 3 – насос системы подпитки; 4 – предохранительный клапан системы подпитки; 5, 6 – обратные клапаны; 7 – основной насос; 8, 9 – основные предохранительные клапаны; 10, 11 – основные магистрали; 12 – гидромотор; 13 – перекидной клапан; 14 – напорный клапан; 15 – теплообменник; 16 – сливная магистраль; 17 – фильтр

В них используются реверсивные гидравлические машины (насос и мотор), что обеспечивает изменение направления вращения вала мотора при неизменном направлении вращения основного насоса. Регулирование скорости вращения, как правило, обеспечивается изменением рабочего объема гидромашин (одной или обеих) при неизменной частоте вращения вала насоса.

Особенностью системы является то, что высокое давление, в зависимости от направления вращения выходного вала мотора 12, может быть в любой из магистралей 10 или 11, соединяющих насос 7 и мотор 12. Поэтому указанные магистрали называются основными. Для защиты основных магистралей от превышения давления в них применено два предохранительных клапана 8 и 9, включенные между собой встречно-параллельно.

Для уменьшения давления подпитки ее также осуществляется соединение выхода насоса подпитки 3 с обоими основными магистралями через обратные клапаны 5 и 6. Так как рабочее давление в высоконапорной магистрали выше давления подпитки, то оно закрывает соответствующий обратный клапан. При отсутствии высокого давления (отсутствии подачи основного насоса) оба обратных клапана открываются (так как давление в обеих основных магистралях низкое) и осуществляется заполнение системы рабочей жидкостью из бака.

Система охлаждения также имеет особенности. Желательно отбирать жидкость для охлаждения из низконапорной магистрали (в противном случае придется использовать теплообменники, рассчитанные на высокое давление, которые дороги и сложны). Определение низконапорной магистрали производится перекидным клапаном 13, золотник которого пружинами удерживается в среднем положении. Под торцы золотника подается давление от основных магистралей, которое управляет его положением. В нейтральном положении золотника (при низком давлении в обеих основных магистралях) золотник устанавливается пружинами в положение, когда заперты входные и выходная магистрали. При этом отсутствует циркуляция жидкости через теплообменник 15, что ускоряет прогрев

рабочей жидкости. Напорный клапан 14 функционирует аналогично неререверсивным системам.

Достоинства:

- давление во всасывающей магистрали выше атмосферного, что предотвращает подсос воздуха при нарушении герметичности соединений;
- возможность использования компактных машин, рассчитанных на рабочее давление 30..50 МПа.

Недостатки:

- плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, что вызывает необходимость применения специальных теплообменников;
- необходимость применения системы подпитки для компенсации утечек;
- высокая стоимость агрегатов.

2.3. Другие схемы

Многие гидросистемы имеют несколько гидродвигателей, питаемые от одного насоса. При такой схеме возможны два варианта подключения гидродвигателей.

Гидросистема с параллельным включением гидропривода показана на рис.5.1. Гидросистема имеет одну общую насосную станцию 1 и три гидроцилиндра 2, 3 и 4. Каждый из гидроцилиндров имеет собственное независимое устройство управления - гидрораспределители 6, 7 и 8. В точке 5 гидролиния имеет разветвление, в котором общая подача насосной станции 1 делится на три части Q_1 , Q_2 и Q_3 . Каждый из гидроцилиндров может включаться в работу в любой момент времени, независимо от других потребителей, и совершать как холостой, так и рабочий ход.

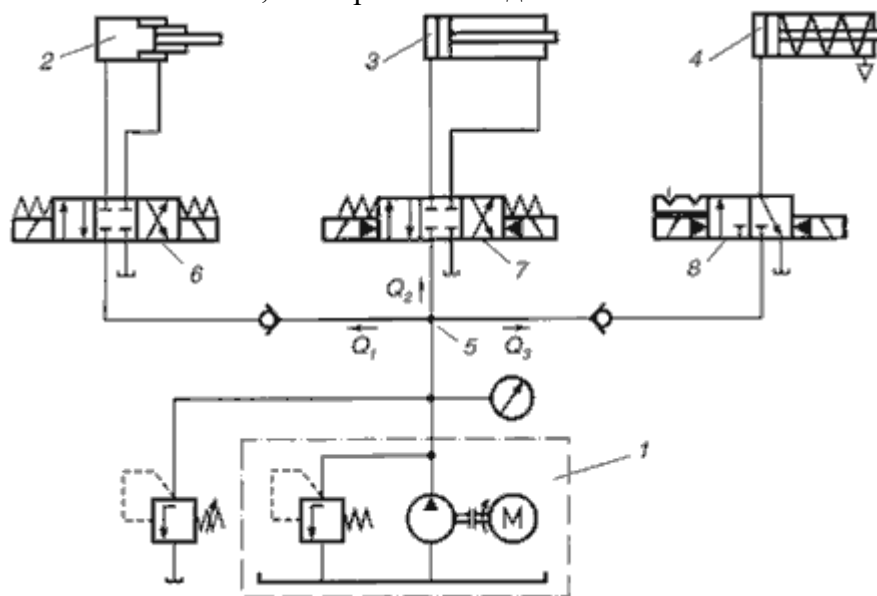


Рис.5.1. Гидросистема параллельным включением гидроцилиндров

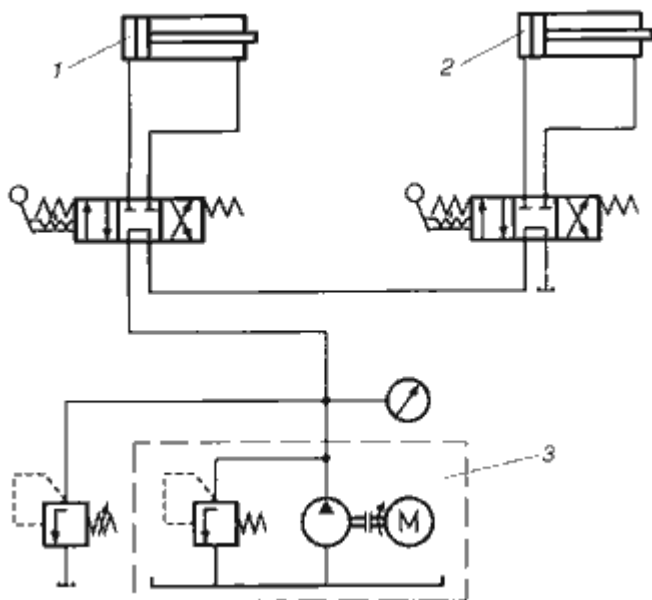


Рис.5.2. Гидросистема последовательным включением гидроцилиндров

Гидросистема с последовательным включением гидроцилиндров представлена на рис.5.2. Гидросистема имеет два гидроцилиндра 1 и 2, которые питаются от общей насосной станции 3. В отличие от гидросистемы с параллельным включением, гидроцилиндр 2 может осуществлять рабочий ход только при неработающем первом гидроцилиндре, поскольку при включении гидроцилиндра 1, напорная линия цилиндра 2 становится сливной, в которой давление падает. При этом цилиндр 2 может осуществлять только холостой ход.

Гидросистемы с параллельным включением гидроцилиндров получили наибольшее распространение. Однако, показанная на рис.5.1 гидросистема имеет один существенный недостаток. Дело в том, что при включении всех трех гидроцилиндров скорость перемещения их выходных звеньев будет минимальна. Если отключить один из них, например, первый (2), то скорость у второго и третьего возрастет, так как общая подача будет делиться только на Q_2 и Q_3 . Чтобы этого избежать, в гидросистему необходимо включать редукционные клапаны.

На рис.5.3 представлена схема гидросистемы с одним насосом 3 и двумя силовыми цилиндрами 1 и 6, один из которых (цилиндр 6) рассчитан на работу при внешней нагрузке (давлении), значительно меньшей нагрузки второго цилиндра 1.

Для снижения давления в системе питания цилиндра 6 до требуемой величины применен редукционный клапан 4, установленный на входе в распределитель 5. Для цилиндра 1 также предусмотрен редукционный клапан 7, отрегулированный на рабочее давление в этом цилиндре. Редукционный клапан 7 также устанавливается на входе в распределитель 8, управляющий цилиндром 1. Насос 3 снабжен переливным клапаном 2, который сбрасывает излишек рабочей жидкости в бак.

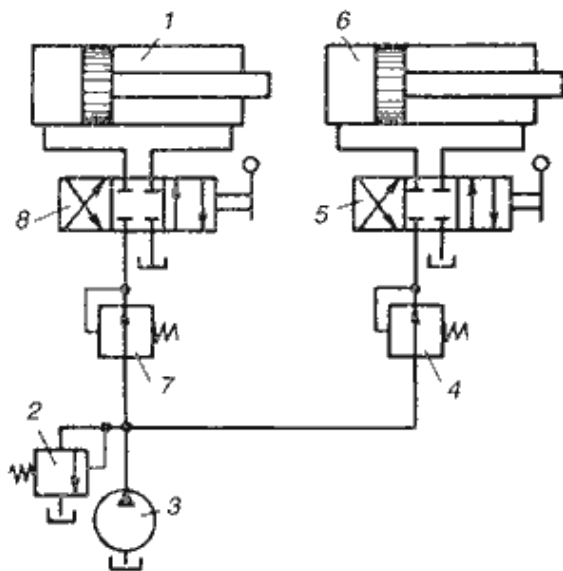


Рис.5.3. Гидросистема с двумя гидроцилиндрами, питаемыми одним насосом через редукционные клапаны

На рисунке 6 приведены принципиальные схемы трех классов гидроприводов, различающихся характером движения выходного звена: *а* - гидропривод, у которого в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр; *б* - гидропривод с поворотным гидродвигателем; *в* - гидропривод с гидромотором.

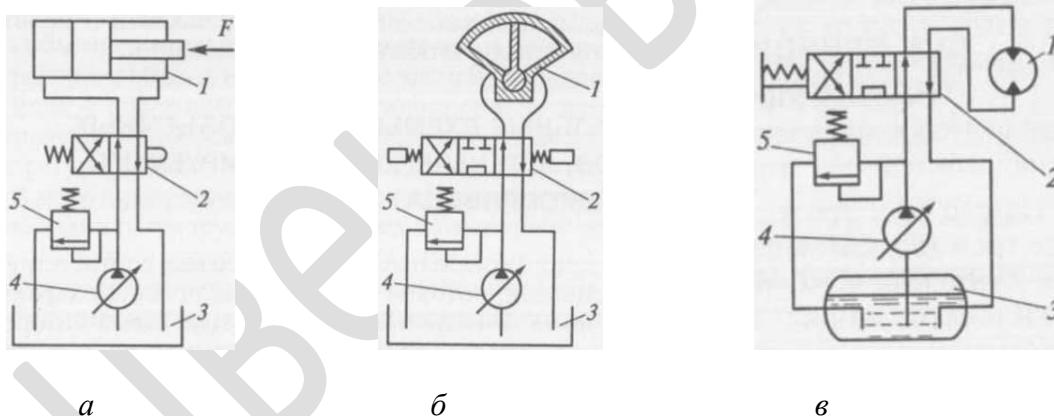


Рисунок 6 – Принципиальные схемы гидропривода:
а – поступательного движения; *б* – поворотного движения;
в – вращательного движения
 1 – гидродвигатель; 2 – гидрораспределитель; 3 – гидробак;
 4 – регулируемый насос; 5 – предохранительный клапан

Лекция №3

Тема: «Оценочные параметры объемных гидроприводов и баланс мощности в них»

Вопросы:

1. Основные оценочные параметры объемных гидроприводов
2. Потери мощности в агрегатах объемного гидропривода
3. Баланс мощности в объемном гидроприводе

1. Основные оценочные параметры объемных гидроприводов

Для рассмотрения вопросов лекционного занятия воспользуемся классической схемой объемного гидропривода (рисунок 1):

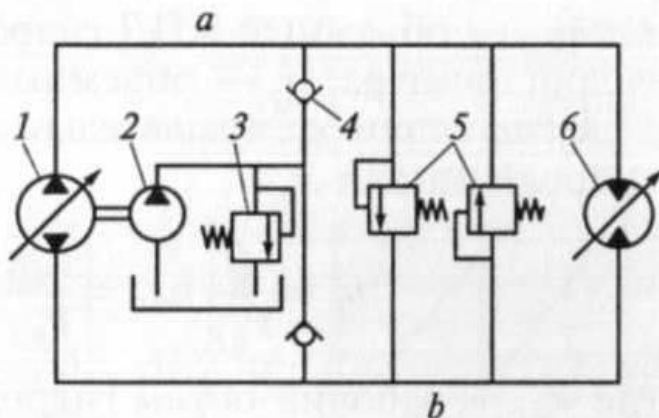


Рисунок 1 -Схема объемного гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости:

- 1 - регулируемый насос; 2 — вспомогательный насос;
3 - переливной клапан; 4 - обратный клапан; 5- предохранительные клапаны; 6 - гидродвигатель (регулируемый гидромотор);
a, b - гидролинии

На рисунке 1 изображена схемы гидропривода раздельного исполнения, в которых гидродвигатели расположены на расстоянии от насоса и соединены с ним трубопроводом, длина которого может составлять десятки метров. Часто, особенно в самоходных машинах (строительные, дорожные, сельскохозяйственные машины и др.), применяют гидроприводы в нераздельном исполнении. В таких гидроприводах насос, гидромоторы и гидроаппаратура расположены в общем корпусе и образуют компактную гидротрансмиссию, способную бесступенчато изменять частоту вращения ведомого вала и удобную для автоматизации управления приводимой машины. В таких трансмиссиях, заменяющих ступенчатые коробки передач, как правило, используют регулируемые аксиально-поршневые гидромашины.

Эксплуатационные качества гидромашин характеризуются значениями величин, называемых техническими показателями. Насос и гидромотор являются основополагающими элементами гидросистемы, определяющими ее характеристики.

Основные технические показатели насосов:

n_H - частота вращения входного звена, об/мин;

ω_H -угловая скорость, c^{-1} ;

M_H -крутящий момент, Нм;

Q_H - подача (производительность), m^3/c ;

$Q_{H.T}$ -теоретическая подача, m^3/c ;

p_H - давление, МПа;

N_H - мощность насоса, кВт;

$N_{H.пл}$ - полезная мощность, кВт;

η_n - КПД насоса;

$\eta_{н.о}$ - объемный КПД.

Мощность и подачу насоса можно выразить через его технические параметры.

Мощность насоса:

$$N_n = M_n \cdot \omega_n = 2\pi \cdot n_n \cdot M_n = p_n \cdot Q_n \cdot \eta_n.$$

Подача насоса:

$$Q_n = Q_{н.т} \cdot \eta_{н.о}.$$

Значения $Q_{н.т}$, определяемые рабочим объемом насоса $V_{н.р}$ и частотой n_n , а также объемным КПД $\eta_{н.о}$, приводятся в справочной литературе.

Основные технические показатели гидромоторов:

n_d - частота вращения выходного звена, об/мин;

ω_d - угловая скорость, c^{-1} ;

M_d - крутящий момент, Нм;

Q_d - расход, m^3/c ;

$Q_{д.т}$ - теоретический расход, m^3/c ;

p_d - давление, МПа;

N_d - мощность гидромотора, кВт;

$N_{д.пт}$ - потребляемая мощность, кВт;

η_d - КПД гидромотора;

$\eta_{д.о}$ - объемный КПД гидромотора.

Мощность гидромотора:

$$N_d = M_d \cdot \omega_d = 2\pi \cdot n_d \cdot M_d = p_d \cdot Q_d \cdot \eta_d.$$

Основные технические показатели гидропередачи с вращательным движением входного и выходного звеньев:

Передачное отношение i :

$$i = n_d / n_n.$$

Коэффициент трансформации момента K_M

$$K_M = M_d / M_n.$$

КПД гидропередачи $\eta_{гп}$

$$\eta_{гп} = N_d / N_n = K_M \cdot i.$$

КПД насоса, определяемый отношением полезной мощности и мощности потребляемой, может быть также определен по уравнению

$$\eta_n = \eta_{н.г} \cdot \eta_{н.о} \cdot \eta_{н.м},$$

где $\eta_{н.г}$, $\eta_{н.о}$ и $\eta_{н.м}$ - соответственно гидравлический, объемный и механический КПД насоса.

Аналогично определяется и КПД двигателя

$$\eta_d = \eta_{д.г} \cdot \eta_{д.о} \cdot \eta_{д.м},$$

где $\eta_{д.г}$, $\eta_{д.о}$ и $\eta_{д.м}$ - соответственно гидравлический, механический объемный КПД двигателя. Тогда КПД гидропередачи

$$\eta_{гп} = \eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_c,$$

где $\eta_{гп}$ и η_c , - соответственно КПД гидропередачи и сети (гидролинии).

2. Потери мощности в агрегатах объемного гидропривода

Преобразование энергии в гидромашине сопровождается потерями: объемными, гидравлическими и механическими.

Объемные потери ΔN_o вызываются, главным образом, утечками ΔQ жидкости через неплотности (в том числе и регулируемые утечками). Они при прочих равных условиях возрастают с перепадом давления.

Гидравлические потери ΔN_g обуславливаются гидравлическими сопротивлениями. Они определяются потерями напора ΔH (потерями давления Δp) в самой машине. Эти потери возрастают с увеличением скорости движения жидкости и не зависят от давления.

Механические потери ΔN_m – это потери от трения в подшипниках и уплотнениях гидромашин.

В гидромашине отделить механические потери от гидравлических экспериментально не удастся. Поэтому в справочниках указываются только КПД и объемный КПД гидромашин.

Объемные утечки в процессе эксплуатации меняются и зависят от сопряжений между деталями, соединяющими полости высокого и низкого давления, а также от значения давления и вязкости жидкости.

Утечки жидкости через зазоры прямо пропорциональны перепаду давлений и находятся в кубической зависимости от зазора в сопряжениях. Поэтому увеличение зазоров при износе резко снижает КПД и соответственно эксплуатационные характеристики машины.

При работе гидронасоса часть рабочей жидкости перетекает через зазоры (дренаж) из полостей высокого давления в полости низкого давления, обуславливая объемные потери, оцениваемые объемным КПД.

Коэффициент полезного действия нерегулируемого гидропривода определяется потерями энергии в насосе, гидромоторе, а также в соединяющих их трубопроводах и гидроаппаратах, через которые движется жидкость от насоса к гидродвигателю и обратно.

Рассмотрим объемный КПД гидропривода и основные кинематические соотношения, характеризующие потери. Величины, относящиеся к насосу, обозначим индексом «н», к гидродвигателю — индексом «д».

При закрытых предохранительных и обратных клапанах, а также при отсутствии циркуляции жидкости в целях охлаждения подача насоса равна расходу жидкости через гидродвигатель:

$$Q_n = Q_d = Q,$$

$$\text{где } Q_n = V_{н.о} n_n \eta_{н.о};$$

$V_{н.о}$ – рабочий объем насоса;

n_n – частота вращения вала насоса;

$\eta_{н.о}$ – объемный КПД насоса.

В гидроприводе поступательного движения скорость поршня гидроцилиндра

$$v_{п} = Q \eta_{д.о} / S_{п} = V_{н.о} n_n \eta_{н.о} \eta_{д.о} / S_{п} = V_{н.о} n_n \eta_o / S_{п},$$

где $\eta_{д.о}$ – объемный КПД гидродвигателя; $S_{п}$ – площадь поршня гидроцилиндра;

η_o – объемный КПД гидропривода, $\eta_o = \eta_{н.о} \eta_{д.о}$.

В гидроприводе вращательного движения частота вращения вала гидродвигателя

$$n_{\partial} = \frac{Q}{V_{\partial.o}} \eta_{\partial.o} = \frac{V_{н.o}}{V_{\partial.o}} n_n \eta_{н.o} \eta_{\partial.o} = \frac{V_{н.o}}{V_{\partial.o}} n_n \eta_o$$

где $V_{\partial.o}$ - рабочий объем гидродвигателя.

В обоих случаях утечки в насосе и гидродвигателе снижают скорость движения выходного звена — вызывают потери мощности.

Полезная мощность:

гидропривода поступательного движения

$$N_{\partial.пл} = F_{\partial} v_n ;$$

гидропривода вращательного движения

$$N_{\partial.пл} = M_{\partial} \omega_{\partial}$$

где F_{∂} - нагрузка (сила вдоль штока); M_{∂} - момент на валу гидродвигателя; ω_{∂} - угловая скорость вала гидродвигателя.

Полезную мощность гидропривода можно выразить через перепад давлений в гидродвигателе p_{∂} , расход Q_{∂} и КПД гидродвигателя η_{∂} :

$$N_{\partial.пл} = Q_{\partial} p_{\partial} \eta_{\partial} ,$$

где $\eta_{\partial} = \eta_{\partial.o} \eta_{\partial.m}$, $\eta_{\partial.m}$ - механический КПД гидродвигателя.

Полезная мощность насоса, выраженная через подачу Q_n и давление насоса p_n :

$$N_{н.пл} = Q_n p_n$$

а потребляемая насосом мощность:

$$N_n = M_n \omega_n = Q_n p_n / \eta_n ,$$

где M_n - момент на валу насоса; ω_n - угловая скорость вала насоса; η_n - КПД насоса.

По определению КПД гидропривода $\eta_{гп} = N_{\partial.пл} / N_n$. Тогда:
для *поступательного движения выходного звена гидропривода*

$$\eta_{гп} = \frac{F_{\partial} v_n}{M_n \omega_n} = \frac{Q_{\partial} p_{\partial}}{Q_n p_n} \eta_n \eta_{\partial} ;$$

для *вращательного движения выходного звена гидропривода*

$$\eta_{гп} = \frac{M_{\partial} \omega_{\partial}}{M_n \omega_n} = \frac{Q_{\partial} p_{\partial}}{Q_n p_n} \eta_n \eta_{\partial} .$$

Так как $Q_n = Q_{\partial}$, то

$$\eta_{гп} = \eta_n \eta_{\partial} \eta_{тр} , \tag{1}$$

где $\eta_{тр}$ - гидравлический КПД гидропривода, учитывает суммарные гидравлические потери давления $p_{тр}$ в трубопроводах, $\eta_{тр} = p_{\partial} / p_n$.

Перепад давлений на гидродвигателе меньше давления насоса на величину этих потерь:

$$p_n - p_{\partial} = \sum p_{тр} .$$

Формулу (1) можно представить в другом виде:

$$\eta_{гп} = \eta_o \eta_m \eta_{тр},$$

где η_o и η_m - объемный и механический КПД гидропривода.

Коэффициент полезного действия нерегулируемого гидропривода, как и КПД объемных гидромашин, зависит от давления в системе, которое определяется нагрузкой на выходном звене, частоты вращения ротора (скорости поршня) и вязкости жидкости.

Как и для отдельной роторной гидромашин, КПД гидропривода круто падает при уменьшении мощности (давления) и постепенно уменьшается при отклонении от оптимальной мощности в сторону ее увеличения.

Потери, наоборот, резко возрастают с ростом мощности. Заметим, что эта зависимость приведена при постоянных оборотах вала насоса.

Потери гидравлической мощности могут достигать 25...30%. В насосах -5%, в гидроцилиндрах - 5%, в гидромоторах - 10%, в трубопроводах и других элементах гидросистем - 10%.

При проектировании гидросистем необходимо учитывать потери, возникающие в приводе насоса. Так, для электродвигателя, приводящего в движение гидронасос, такие потери могут достигать 5%.

3. *Баланс мощности в объемном гидроприводе*

Для обеспечения работоспособности гидравлической системы необходимо подобрать ее элементы таким образом, чтобы выполнялось условие баланса мощности:

$$N_n \geq N_{д.пл} + \sum h,$$

где $\sum h$ - суммарные потери мощности в гидросистеме.

Другими словами, подведенной к насосу мощности должно быть достаточно для преодоления суммарных потерь в гидросистеме и совершение полезной работы гидроприводом.

Уже в самом насосе, например, его полезная мощность отличается от подведенной на величину объемных ΔN_o , механических ΔN_m и гидравлических ΔN_g потерь (рисунок 2). Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, заполнив рисунок 2.

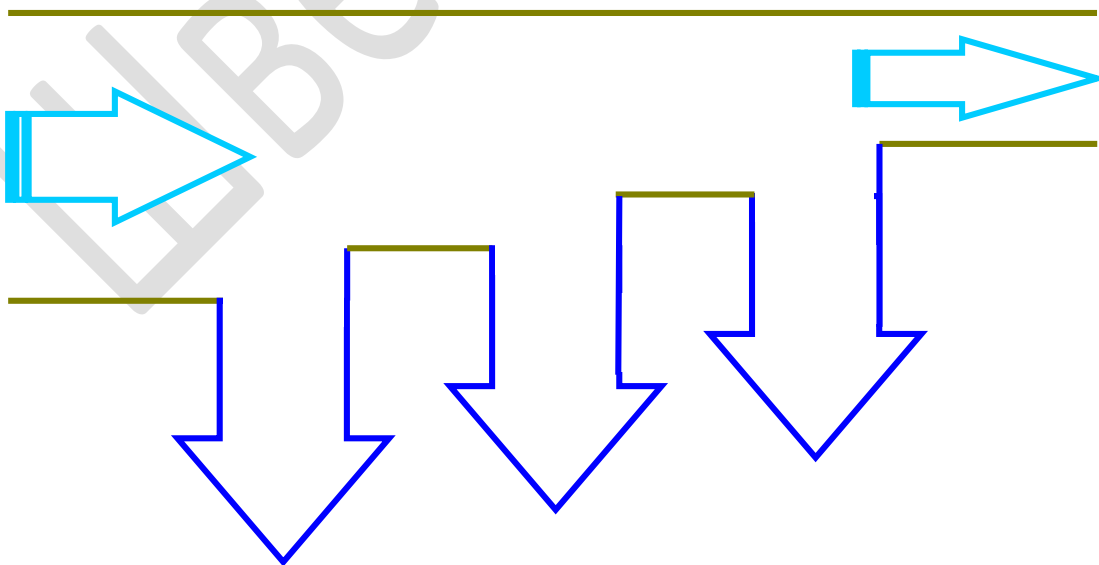


Рисунок 2 – Баланс мощности в гидронасосе (заполнить рисунок).

Применительно к насосам (с индексом «н») и гидродвигателям (с индексом «д») их баланс мощности запишется так:

$$N_n = N_{n,пл} + \Delta N_{n,о} + \Delta N_{n,г} + \Delta N_{n,м} = N_{n,вн} + \Delta N_{n,м};$$

$$N_{д,пт} = N_d + \Delta N_{д,о} + \Delta N_{д,г} + \Delta N_{д,м} = N_{д,вн} + \Delta N_{д,о} + \Delta N_{д,м},$$

где N_n – мощность насоса (мощность, потребляемая насосом), кВт;

$N_{n,пл}$ – полезная мощность насоса (мощность, сообщаемая насосом жидкости), кВт;

$\Delta N_{n,о}$ – объемные потери в насосе, кВт;

$\Delta N_{n,г}$ – гидравлические потери в насосе, кВт;

$\Delta N_{n,м}$ – механические потери в насосе, кВт;

$N_{n,вн}$ – внутренняя мощность насоса (мощность потока внутри насоса), кВт;

$N_{д,пт}$ – мощность, потребляемая гидродвигателем (мощность, отдаваемая потоком жидкости гидродвигателю), кВт;

N_d – мощность двигателя (мощность, отдаваемая двигателем, полезная мощность), кВт;

$\Delta N_{д,о}$ – объемные потери в двигателе, кВт;

$\Delta N_{д,г}$ – гидравлические потери в двигателе, кВт;

$\Delta N_{д,м}$ – механические потери в двигателе, кВт;

$N_{д,вн}$ – внутренняя мощность двигателя (мощность потока внутри гидродвигателя), кВт.

Полезная мощность насоса и мощность, потребляемая гидродвигателем, определяются как мощность потока по уравнениям

$$N_{n,пл} = 10^{-3} \cdot \rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q_n = 10^{-3} \cdot p_n \cdot Q_n;$$

$$N_{д,пт} = 10^{-3} \cdot \rho \cdot g \cdot H_d \cdot Q_d = 10^{-3} \cdot p_d \cdot Q_d,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

H_n – напор насоса, м;

Q_n – подача насоса (объемный расход жидкости на выходе насоса), м³/с;

p_n – давление насоса, МПа;

H_d – напор двигателя, м;

Q_d – расход двигателя (объемный расход жидкости на входе в гидродвигатель), м³/с;

p_d – давление двигателя, МПа.

Баланс мощности в гидросистеме можно рассматривать и через давление, создаваемое насосом и достаточное для приведения в действие всех других элементов гидравлической системы (рисунок 4).

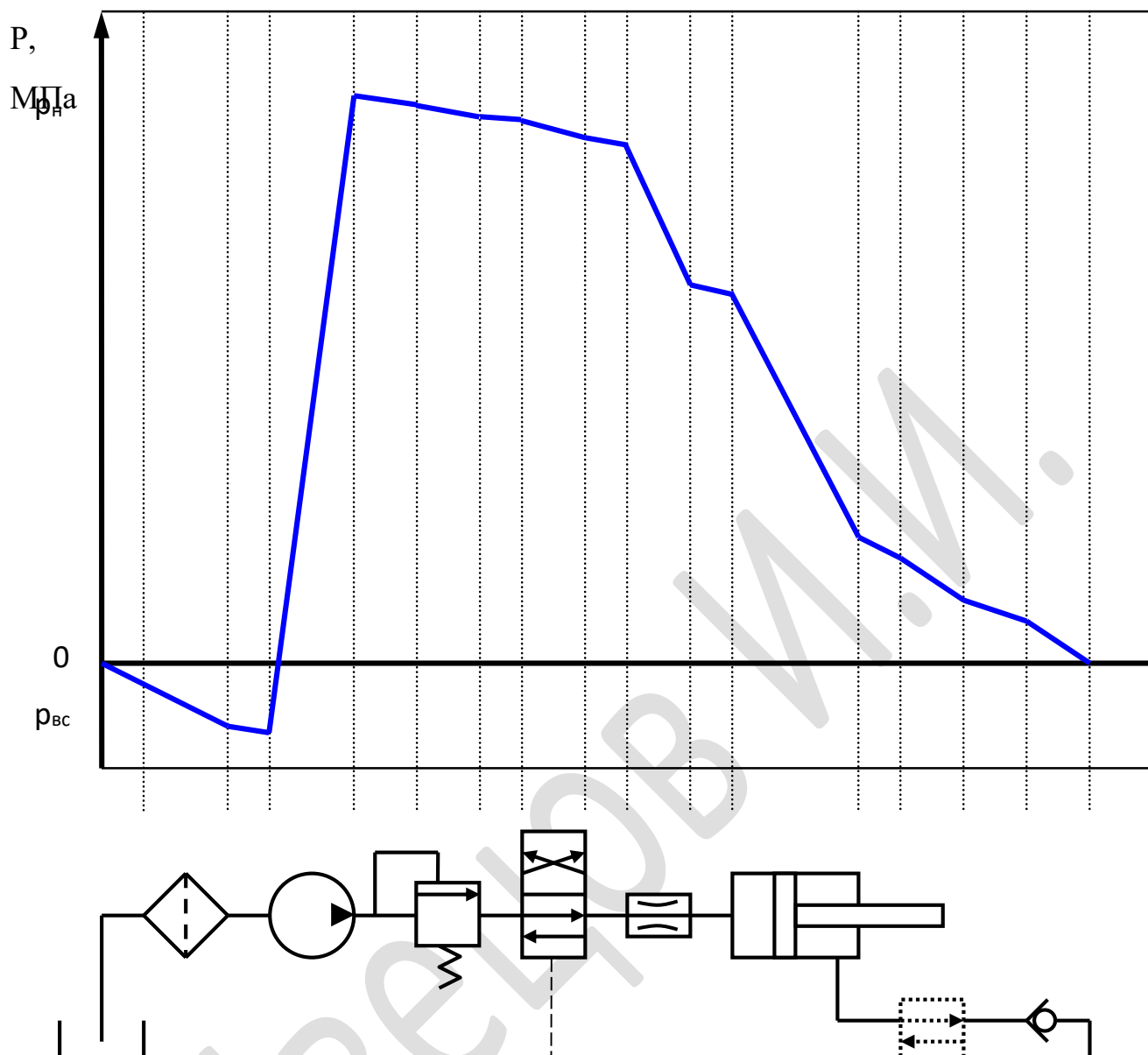


Рисунок 4 - Баланс мощности в гидросистеме через давление

Лекция 4.

Тема: «Гидродинамические передачи»

Учебные вопросы:

1. Краткие сведения о гидродинамических передачах
2. Гидромуфты
3. Гидротрансформаторы

Гидропередача (объёмная). Её действие основано на использовании гидростатического напора жидкости. В гидродинамических агрегатах рабочий процесс осуществляется за счёт кинетической энергии потока движущейся жидкости.

По кинематике их различают на:

возвратно-поступательного,
возвратно-поворотного
и вращательного движения.

Гидропередача состоит из:

объёмного насоса (ведущее звено)
и объёмного гидравлического двигателя (ведомое звено),
резервуара для рабочей жидкости
и трубопроводов с элементами защиты и пр.

Гидродинамический привод отличается от объёмного тем, что в нём, кроме потенциальной энергии давления, используется кинетическая энергия потока жидкости.

Силовой частью гидродинамического привода является гидропередача, осуществляющая преобразование механической энергии двигателя в энергию потока, а затем преобразующая энергию потока жидкости в механическую энергию рабочего органа. В качестве преобразователей энергии в гидродинамических передачах применяются лопастные насосы и гидродвигатели (гидротурбины).

Принцип работы заключается в том, что жидкость от насоса, приводимого в действие каким-либо двигателем, поступает через направляющий аппарат (часто называют реактором) и трубопровод в турбину, а от турбины по трубопроводу возвращается к насосу.

Подобная конструкция гидродинамической передачи была громоздкой и приводила к большим гидравлическим потерям энергии жидкости в трубопроводах. В 1902 г. Г. Феттингер объединил основные элементы гидропередачи (насос, турбину и реактор) в одном корпусе, в результате чего её конструкция существенно упростилась, а КПД значительно увеличился. Такую гидропередачу стали называть гидротрансформатором. Жидкость в рабочей полости гидротрансформатора циркулирует по замкнутому контуру.



Рисунок 1 – Внешний вид современной гидропередачи

Развитие машиностроения, внедрение быстроходных двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин вместо тихоходных паровых машин потребовали изменения конструкции механических передач. Впервые гидродинамическая передача была

применена на морском флоте в 1907 г. Гидротрансформатор, используемый в приводе судовой установки, имел высокий КПД (85%).

Для повышения экономичности гидропередачи позднее из гидротрансформатора был изъят реактор. Так появилась новая гидродинамическая передача, названная гидромуфтой. Отсутствие реактора снизило потери энергии при гидропередаче, в результате чего КПД гидромуфты увеличился до 98%, однако, она потеряла способность преобразовывать крутящий момент.

2 Гидромуфты

Гидромуфта – это гидродинамическая передача с двумя лопастными колёсами (насосным и турбинным). Имеет одинаковые крутящие моменты на ведущем и ведомом валах (без учёта потерь в самой гидромуфте).

Гидродинамической муфтой называется передача, обеспечивающая гибкое соединение ведущего и ведомого валов и передающая крутящий момент без изменения его значения в результате взаимодействия рабочей жидкости с лопатками насосного и турбинного колёс.

Гидродинамические муфты (гидромуфты) нашли широкое применение в качестве составной части привода различных машин. Трудно назвать какую-либо отрасль промышленности и техники, в которых не использовались бы гидромуфты. В первую очередь гидромуфты используются в приводах широкого класса машин.

Принцип работы гидромуфты можно пояснить, если образно представить два рядом стоящих вентилятора. Если струю с одного из них направить на лопасти другого, то второй вентилятор тоже начнёт вращаться.

Насаженное на вал двигателя подобно ведущему диску сцепления насосное колесо вращается внутри герметичного картера гидромуфты, приводя направляющими лопатками в движение заполняющее гидромуфту масло. Вязкое масло попадает на турбинные лопатки ведомого колеса, передавая им кинетическую энергию насосного колеса, в результате чего ведомое колесо приходит во вращение.

При увеличении оборотов двигателя движение масла внутри гидромуфты усложняется. Оно складывается из переносного и относительного движений. При этом переносное движение масла возникает при воздействии вращающихся лопаток насосного колеса. А относительное движение возникает под действием центробежных сил - масло перемещается от центра насосного колеса к его периферии. Таким образом суммарная скорость движения масла, отбрасываемого лопатками насосного колеса на турбинные лопатки ведомого колеса определяется векторной суммой скоростей переносного и относительного движения. На практике это означает, что при повышении частоты вращения ведущего колеса гидромуфты повышаются обе составляющие суммарной скорости движения масла, но при этом возрастающая скорость относительного движения снижает КПД гидромуфты, поскольку часть кинетической энергии лопаток насосного колеса расходуется на центробежное перемещение масла.

На рисунке 2 схематично в меридиональном сечении показана гидромуфта,

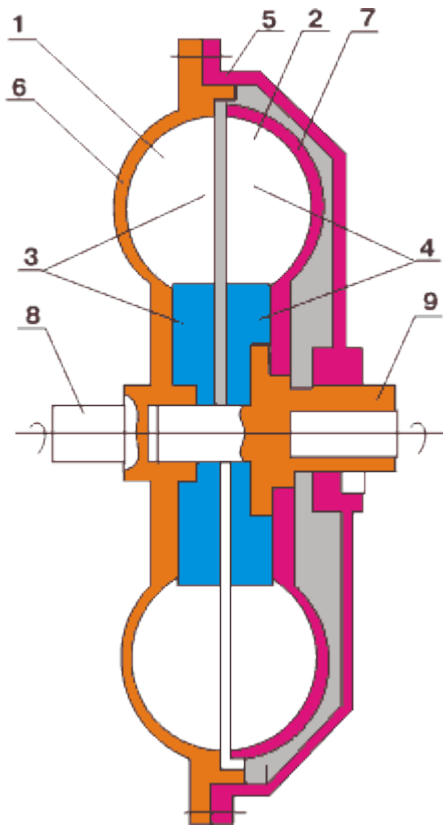


Рисунок 2 – Гидромуфта

имеющая ведущее лопастное насосное колесо центробежного типа 1 (насос) и ведомое лопастное колесо, выполняющее функцию реактивной турбины 2 (турбина).

Оба колеса имеют, как правило, плоские радиальные лопатки 3 и 4. К насосу 1 присоединен вращающийся при работе корпус 5.

Диски 6 и 7 насоса и турбины выполнены в виде чаш с криволинейными образующими. В совокупности с межлопастными каналами торообразная часть полости гидромуфты, заключённая между чашами насоса и турбины, является рабочей полостью. Между торцами колёс имеется небольшой осевой зазор 3...10 мм, благодаря чему возможно вращение одного колеса относительно другого.

Замкнутая полость гидромуфты заполняется примерно на 4/5 рабочей жидкостью, в качестве которой используются чаще всего минеральные маловязкие масла. В пожароопасных условиях применяются вода и водные эмульсии, а также трудновоспламеняемые синтетические масла. В приводном блоке насос соединяется валом 8 с двигателем, а турбина валом 9 с механической передачей.

При включении двигателя насос своей лопастной системой увлекает во вращение рабочую жидкость и, отбрасывая к периферии рабочей полости, направляет её на лопатки турбины.

В турбине кинетическая энергия рабочей жидкости, запасённая в насосе, преобразуется в механическую энергию вращения, необходимую для преодоления сил сопротивления движению и инерции маховых масс машины.

Рабочая жидкость, протекая в направлении оси вращения вдоль лопаток, воздействует на них и, отдав энергию, всасывается насосом на его наименьшем радиусе. И вновь рабочая жидкость «заряжается» в насосе новой порцией энергии.

Процесс передачи и преобразования энергии от насоса к турбине происходит при работе гидромуфты непрерывно, и замкнутая циркуляция рабочей жидкости постоянно обеспечивает при этом силовую связь между колёсами.

При преобразовании энергии некоторая её часть расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений. Кроме того, происходят утечки жидкости. Поэтому в гидромуфте не может быть полного равенства между частотой вращения ведущего и ведомого валов.

Таким образом, передача энергии в гидромуфте может иметь место только при относительном проскальзывании лопастных колёс, когда между лопастями насосного и турбинного колёс обеспечивается циркуляция жидкости.

Момент на турбинном колесе всегда равен моменту на насосном:

$$M_m = M_n, \quad (1)$$

где M_m и M_n – соответственно крутящие моменты на турбинном и насосном колёсах, Нм.

Разница угловых скоростей обуславливает то, что мощности на турбинном и насосном колёсах не равны:

$$N_m = \omega_m \cdot M_m / 1000; \quad (2)$$

$$N_n = \omega_n \cdot M_n / 1000, \quad (3)$$

где N_m и N_n – соответственно мощности на турбинном и насосном колёсах, кВт;
 ω_m и ω_n – соответственно угловые скорости вращения турбинного и насосного колёс, 1/с.

Таким образом, КПД гидромуфты

$$\eta_{гм} = N_m / N_n = \omega_m \cdot M_m / (\omega_n \cdot M_n), \quad (4)$$

где $\eta_{гм}$ – КПД гидромуфты.

При остановленной турбине момент на ней максимален, а $\eta_{гм} = 0$.

Кинематическое передаточное отношение агрегата

$$i_{гм} = \omega_m / \omega_n. \quad (5)$$

При установке на самоходной машине гидромуфта:

- обеспечивает срабатывание с места с нулевыми значениями начального момента и ускорения, а также плавный разгон машин до рабочей скорости;
- обеспечивает предохранение приводного двигателя и механической трансмиссии от недопустимых перегрузок при резком торможении и пуске;
- обеспечивает возможность замены сложных электродвигателей с фазным ротором на простые и более надёжные короткозамкнутые двигатели с обеспечением благоприятных условий их пуска под нагрузкой, в том числе и при большом моменте инерции машины;
- обеспечивает суммирование мощности нескольких двигателей, работающих на общий исполнительный орган при равномерном распределении нагрузки на эти двигатели, и возможность их поочередного запуска;
- обеспечивает стабильность и автоматичность срабатывания при заданном значении предельного момента и самовосстанавливаемость рабочего режима при устранении перегрузки;
- обеспечивает возможность гидродинамического и генераторного торможения машины, а также её торможения противовращением при реверсировании двигателя;

- обеспечивает демпфирование и гашение крутильных колебаний, крутящего момента и скорости вращения широкого спектра частот, имеющих место при работе многих машин;

- обеспечивает автоматическое разобщение двигателя и трансмиссии в процессе торможения при снижении скорости движения, что не позволяет двигателю остановиться.

К этому целесообразно добавить также такие особенности как высокий КПД гидромуфты (0,96...0,98), простота конструкции и настройки, отсутствие силовых пар трения, передающих крутящий момент. Изменение наполнения рабочей жидкостью и введение в полость гидромуфты простого дросселирующего диска позволяют расширить диапазон передаваемой мощности.

Включением гидромуфты в состав привода достигается существенное улучшение его статических и динамических характеристик, что способствует повышению эксплуатационной надёжности машин.

Гидромуфты не получили широкого применения потому, что при их установке снижается топливная экономичность вследствие неизбежного проскальзывания, вызывающего потери мощности (1...3%), сопровождающиеся нагревом рабочей жидкости. К тому же, гидромуфты обладают худшими эксплуатационными характеристиками, чем трехэлементные гидродинамические машины (гидротрансформаторы) при близких к ним металлоёмкости и сложности трансмиссии.

3 Гидротрансформаторы

Гидротрансформатор – это гидродинамическая передача с тремя лопастными колёсами (насосное, реактор и турбинное) или более (рисунок 3). В отличие от гидромуфты циркулирующая жидкость дополнительно проходит через реактор, который изменяет направление потока и позволяет бесступенчато регулировать крутящий момент или частоту вращения ведомого (турбинного) вала.

Простейший гидротрансформатор (рисунок 4,а), состоящий из трёх лопастных колёс (насосного 4, соединённого с входным валом 1, турбинного 3, соединённого с выходным валом 6, и реактора 5, закреплённого в корпусе 2 агрегата) представляет собой преобразователь, плавно автоматически изменяющий величину передаваемого крутящего момента в зависимости от нагрузки.

Работает простейший гидротрансформатор следующим образом.

При вращении коленчатого вала масло, находящееся между лопатками насосного колеса 4, под действием центробежных сил перемещается от внутренних краёв лопаток к внешним. Ударяясь о лопатки турбинного колеса 3, масло отдаёт им часть накопленной кинетической энергии, вследствие чего турбина начинает вращаться в том же направлении, что и насосное колесо. Из турбины масло поступает к лопаткам реактора 5, изменяющим направление струй, а затем – к внутренним краям лопаток насосного колеса 4. Таким образом, масло циркулирует по замкнутому контуру «насос–турбина–реактор–насос».

Анализ развёртки лопаток рабочих колёс гидротрансформатора и изменения направления потока жидкости (рисунок 4,б) показывает, что поток масла выходит из насосного колеса 4 по направлению абсолютной скорости V_a , которая равна геометрической сумме переносной (окружной) скорости V_n и относительной V_o перемещения масла вдоль лопаток.

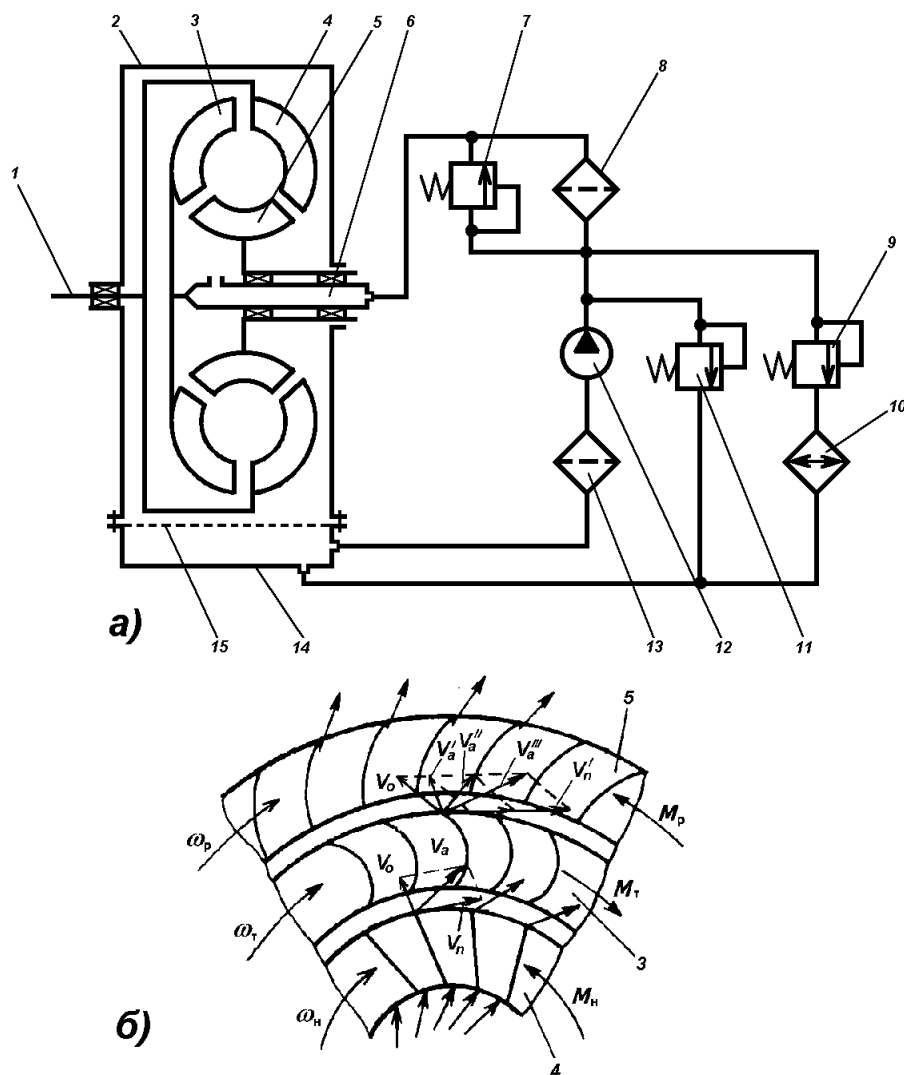


Рисунок 4 – Простейший гидротрансформатор:
 а – схема; б – развёртка лопаток колёс и изменение направления потока жидкости; 1 – входной вал; 2 – корпус; 3 – турбинное колесо; 4 – насосное колесо; 5 – реакторное колесо; 6 – выходной вал; 7 – перепускной клапан фильтра; 8 – фильтр; 9 –переливной клапан круга циркуляции; 10 – радиатор; 11 – предохранительный клапан насоса; 12 – насос подпитки; 13 – фильтр-заборник; 14 – поддон корпуса (масляная ванна); 15 – пеноразрушающая сетка; V_a , V_n и V_o – соответственно абсолютная, переносная (окружная)

и относительная скорости перемещения масла вдоль лопаток, м/с; ω_n , ω_m и ω_p – соответственно угловые скорости вращения насосного, турбинного и реакторного колёс, 1/с; M_n , M_m и M_p – соответственно крутящие моменты на насосном, турбинном и реакторном колёсах, Нм

Поток масла, сходящий с лопаток насосного колеса 4, воздействует на профилированную поверхность лопаток турбинного колеса 3 и передаёт часть энергии этому колесу. Направление абсолютной скорости потока жидкости V_a' , сходящего с лопаток турбинного колеса, не остаётся постоянным и зависит от частоты вращения турбинного колеса. С лопаток турбины масло поступает на лопатки реакторного колеса 5.

Способность гидротрансформатора преобразовывать момент объясняется на основании закона равенства моментов количества движения

$$dk/dt = M_n + M_p - M_m, \quad (6)$$

где dk/dt – главный момент количества движения системы, Нм;

M_p – крутящий момент на колесе реактора, Нм.

Следовательно, при установившемся движении ($dk/dt = 0$)

$$M_m = M_n + M_p. \quad (7)$$

При $M_p = 0$, $M_m = M_n$, что характерно для гидромуфты.

Для функционирования гидротрансформатора необходимо заполнить его жидкостью, что обеспечивается системой подпитки.

Основными параметрами, по которым оценивают гидротрансформатор, являются:

передаточное отношение,

коэффициент трансформации,

КПД,

коэффициент прозрачности.

Передаточное отношение агрегата аналогично гидромуфте

$$i_{zm} = \omega_m / \omega_n. \quad (8)$$

Коэффициент трансформации K характеризуется отношением моментов на валах турбины и насоса.

$$K = M_m / M_n. \quad (9)$$

Максимальное значение K соответствует остановленной турбине и лежит в пределах 2...4 (в зависимости от конструкции). По мере увеличения передаточного отношения коэффициент K уменьшается.

КПД определяет экономичность работы гидротрансформатора и обычно определяется выражением

$$\eta_{zm} = N_m / N_n = \omega_m \cdot M_m / (\omega_n \cdot M_n) = K \cdot i_{zm}. \quad (10)$$

Коэффициент прозрачности Π характеризует свойство трансформатора нагружать двигатель.

Непрозрачный гидротрансформатор ($\Pi = 1$) не изменяет нагрузочный режим двигателя, но сложен по конструкции и имеет невысокий КПД.

Наиболее распространенные гидротрансформаторы с прямой прозрачностью ($\Pi > 1$) увеличивают нагрузку на двигатель при увеличении загрузки турбины. Обычно применяются агрегаты с $\Pi = 1,2...2,5$. В ряде случаев это позволяет использовать приспособляемость двигателя для преодоления повышенного сопротивления движению.

Внешняя характеристика гидротрансформатора, представляющая собой совокупность зависимостей крутящих моментов на насосе и турбине (или коэффициента трансформации), а также КПД от передаточного отношения при постоянной частоте вращения вала насоса, изображена на рисунке 5.

Она состоит из трёх зон.

Зона «А» является рабочей. В ней крутящие моменты на насосном колесе и реакторе направлены в одну сторону, коэффициент K изменяется от максимального значения при $i_{zm} = 0$ до $K = 1$ при $i_{zm} = 0,6...0,8$. Чем больше нагрузка, тем меньше угловая скорость турбины ω_m по сравнению с угловой скоростью насоса ω_n , тем больше момент M_m .

КПД гидротрансформатора изменяется по закону, близкому к квадратичной параболе. Для сравнения на внешней характеристике штриховой линией приведен также закон изменения КПД гидромуфты, для которой $K = 1$, и, следовательно, $\eta_{zm} = i_{zm}$. Из сравнения характеристик следует, что до тех пор, пока $K > 1$, $\eta_{zm} > \eta_{zm}$.

Следовательно, гидротрансформатор на рабочем режиме обеспечивает не только лучшие тягово-скоростные качества, но и топливную экономичность.

В зоне «Б» ($i_{zm} > 0,6 \dots 0,8$) поток масла, сходящего с лопаток турбины, воздействует на выпуклые (тыльные) стороны лопаток (Va''') и момент реактора меняет направление по отношению к моменту на насосном колесе, делая $K < 1$. Из сравнения характеристик следует, что $\eta_{zm} < \eta_{zm}$ и желательно перейти на режим гидромуфты, исключив реактор из рабочего процесса. Это достигается путём соединения реактора с корпусом агрегата при помощи муфты свободного хода. Такой агрегат называется комплексным.

В зоне «А» муфта заклинивается и соединяет реактор с корпусом, включая его в работу. В зоне «Б» муфта свободного хода расклинивается, реактор начинает вращаться в том же направлении, что и турбина, не участвуя в рабочем процессе. Трансформатор переходит на режим гидромуфты, при этом величина передаваемого момента не изменяется.

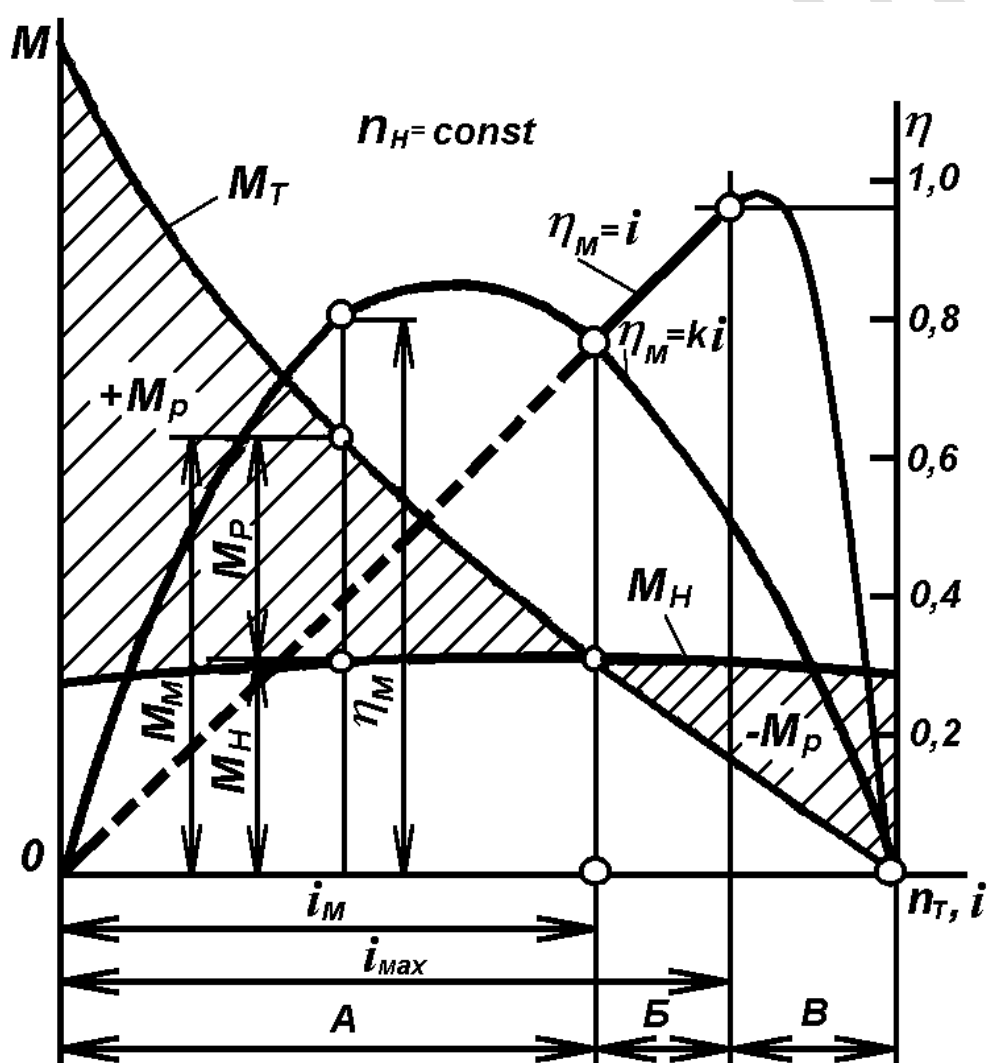


Рисунок 5 – Внешняя характеристика простейшего гидротрансформатора

В зоне «В» по мере сближения угловых скоростей турбинного и насосного колёс циркулирующий между ними поток жидкости начинает исчезать, прекращая передачу агрегатом крутящего момента при $i_{zm} = 0$. Для устранения этого явления гидротрансформатор в зоне «В» блокируют, соединяя насосное и турбинное колёса с

помощью фрикционных или зубчатых муфт для повышения КПД агрегата до 1 (рисунок 6,а).

В рабочем диапазоне гидротрансформатора его максимальный КПД составляет 0,85...0,92. На режиме гидромуфты он достигает 0,97. Однако область высоких значений КПД (более 0,7) в рабочем диапазоне гидротрансформатора относительно невелика. Для ее расширения агрегат выполняется одноступенчатым с двумя реакторами (рисунок 6,а), каждый из которых установлен на отдельной муфте свободного хода, или двухступенчатыми (с двумя турбинами).

Внешняя характеристика агрегата с двумя реакторами приведена на рисунке 6,б.

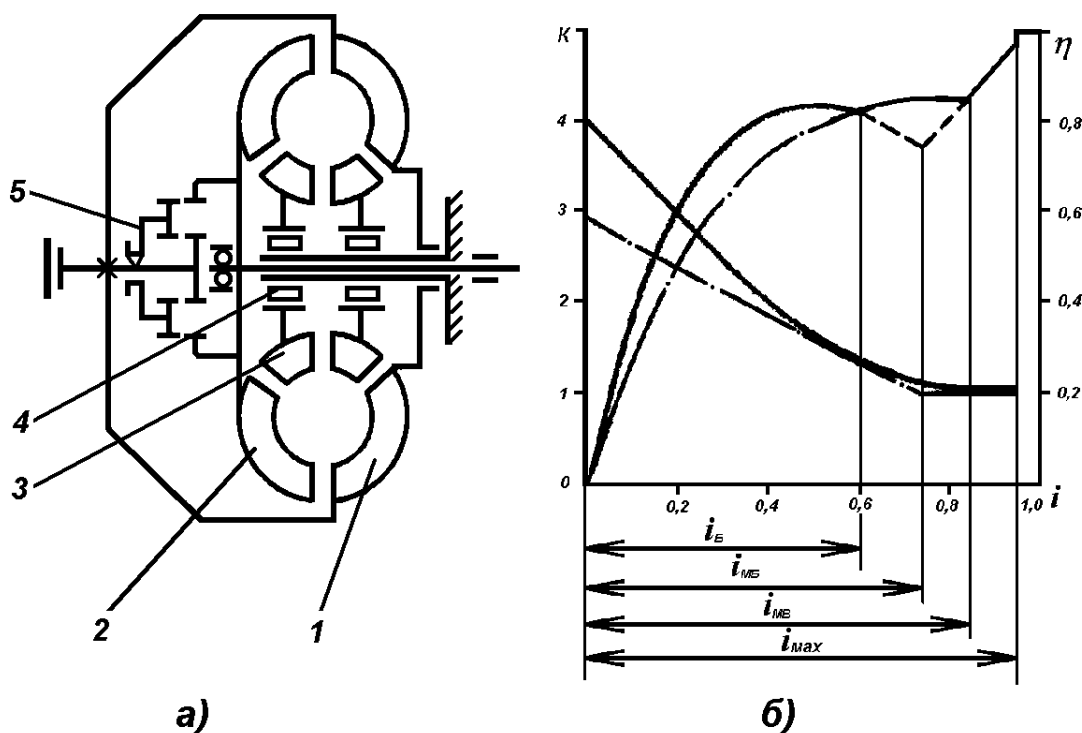


Рисунок 6 – Одноступенчатый гидротрансформатор с двумя реакторами и зубчатой муфтой блокировки:
а – схема гидротрансформатора, б – внешняя характеристика

В агрегате с двумя реакторами при малых i_{2m} значениях оба колеса неподвижны. Одно колесо дополняет другое, при этом функционально образуется единый реактор, сильно закручивающий поток, в результате чего достигаются высокие значения коэффициента трансформации и КПД. Если бы при $i_{2m} > i_{\delta}$ оба колеса работали как один реактор, то переход на режим гидромуфты происходил при меньшем значении i_{2m} ($i_{2m} = i_{m\delta}$) с ощутимым снижением КПД.

При средних значениях i_{2m} первая ступень реактора под действием потока освобождается и свободно вращается, не воздействуя на поток. Вторая ступень реактора продолжает изменять направление движения жидкости. При этом из-за меньших потерь максимум КПД смещается в зону средних значений i_{2m} на место прежнего снижения.

При дальнейшем увеличении i_{2m} до $i_{m\delta}$ отключается вторая ступень реактора, и тогда гидротрансформатор переходит в режим гидромуфты.

При $i_{2m} = i_{max}$ включается блокировочная муфта и тогда КПД скачком достигает единицы (если пренебречь механическими потерями в гидротрансформаторе).

К достоинствам гидротрансформатора следует отнести:

- способность автоматически изменять передаточное отношение при изменении сопротивления движению, что облегчает управление и повышает средние скорости движения;
- способность гасить крутильные колебания в трансмиссии и снижать возможность передачи ударных нагрузок;
- повышение проходимости в тяжёлых дорожных условиях;
- малые габариты и масса.

Однако некоторые недостатки, присущие гидротрансформатору, не позволяют пока применять его достаточно широко. К ним относятся:

- сравнительно более низкий, чем у ступенчатых коробок передач, КПД. Причём высокие значения КПД гидротрансформатора лежат в узких пределах, что приводит к снижению топливно-экономических свойств машины в некоторых условиях;
- невозможность автономного использования гидротрансформатора из-за сравнительно малого диапазона и сложности реверсирования, вследствие чего гидротрансформатор всегда применяется совместно со ступенчатой механической коробкой передач;
- гидротрансформаторы (как и гидромуфты) не обеспечивают необходимой быстроты и чистоты кинематического разъединения ведущих и ведомых частей. Вследствие чего при работе с коробкой передач, в которой переключение осуществляется с разрывом потока мощности, между двигателем и гидротрансформатором устанавливается фрикционное сцепление;
- сложность конструкции, а, следовательно, и более высокая стоимость.