

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

В.Я. Свербилов, В.Н. Илюхин, В.М. Решетов, Д.М. Стадник

Гидравлический привод и средства автоматики

Электронное учебное пособие

САМАРА
2011

**Авторы: Свербилов Виктор Яковлевич,
Илюхин Владимир Николаевич,
Решетов Виктор Михайлович,
Стадник Дмитрий Михайлович**

Гидравлический привод и средства автоматики [Электронный ресурс] :
электрон. учеб. пособие / В.Я. Свербилов, В.Н. Илюхин, В.М. Решетов, Д.М.
Стадник; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева
(нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (3 Мбайт). - Самара,
2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Учебное пособие по дисциплине «Гидравлический привод и средства
автоматики» предназначено для студентов семестра факультета ДЛА,
обучающихся по программе 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы
и гидропневмоавтоматика». Разработано на кафедре АСЭУ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Лекция №1. Общие сведения по гидроприводу. Принцип действия, основные схемы и классификации гидропривода.....	4
Лекция №2. Гидрораспределители и гидродроссели. Постоянные и регулируемые дроссели. Золотниковые распределители и дроссели.....	10
Лекция №3. Гидравлические усилители мощности. Принципы построения гидроусилителей.....	16
Лекция № 4. Гидравлические усилители мощности. Электрогидравлические усилители без обратной связи.....	21
Лекция № 5. Гидравлические усилители мощности. Электрогидравлические усилители с обратной связью.....	26
Лекция № 6. Гидравлические приводы. Гидроприводы с дроссельным регулированием.....	32
Лекция № 7. Гидравлические приводы. Гидроприводы с объемным регулированием.....	41

Лекция №1.

Общие сведения по гидроприводу. Принцип действия, основные схемы и классификации гидропривода.

Гидравлическим приводом или гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением, в число которых входит один или несколько гидродвигателей, источник энергии жидкости, аппаратура управления и гидролинии.

В зависимости от вида гидропередачи, т. е. устройства, транспортирующего и преобразующего энергию, различают объемный, гидродинамический и смешанные приводы.

Объемный гидропривод — это совокупность устройств, предназначенных для преобразования и передачи энергии посредством рабочей жидкости под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями [1]. Объемный гидропривод 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 воздействие. В объемном гидравлическом приводе используется энергия практически несжимаемой рабочей жидкости.

Динамический гидропривод (гидродинамическая передача) позволяет осуществлять только вращательное движение. В качестве источника энергии в них используются лопастные насосы, а в качестве двигателя — лопастные турбины. Принцип действия динамических гидроприводов основан на гидродинамическом воздействии потока жидкости на рабочий орган двигателя. Такие приводы применяют в системах управления не столь широко, как объемные приводы. Это вызвано сложностью реверсирования движения выходных звеньев гидродинамических двигателей, необходимостью установки дополнительных редукторов для согласования обычно высоких частот вращения валов двигателей с более низкими скоростями движения управляемых устройств и другими их конструктивными особенностями.

Основные преимущества гидроприводов перед другими приводами (пневматическими и электрическими):

- ГП имеют наибольшую величину отношения максимально развиваемого усилия (момента) на гидродвигателе к массе (моменту инерции) подвижных частей самого гидродвигателя и нагрузки.
- ГП имеют малое отношение веса к выходной мощности.
- ГП обладают высокой механической жесткостью по отношению к нагрузке.

Простейший ГП состоит из объемного насоса (ведущее звено), объемного гидродвигателя (ведомое звено), резервуара для рабочей жидкости и трубопроводов. Рабочая жидкость (минеральное масло или синтетическая жидкость) засасывается из резервуара насосом в его рабочие камеры и затем вытеснителями через трубопроводы нагнетается в рабочие камеры гидродвигателя, вызывая изменение их объема. Выходное звено гидродвигателя, кинематически связанное с рабочим органом технологической установки (объектом управления), приходит в движение и совершает полезную работу. Принцип работы простейшего ГП показан на рисунке 1.1.

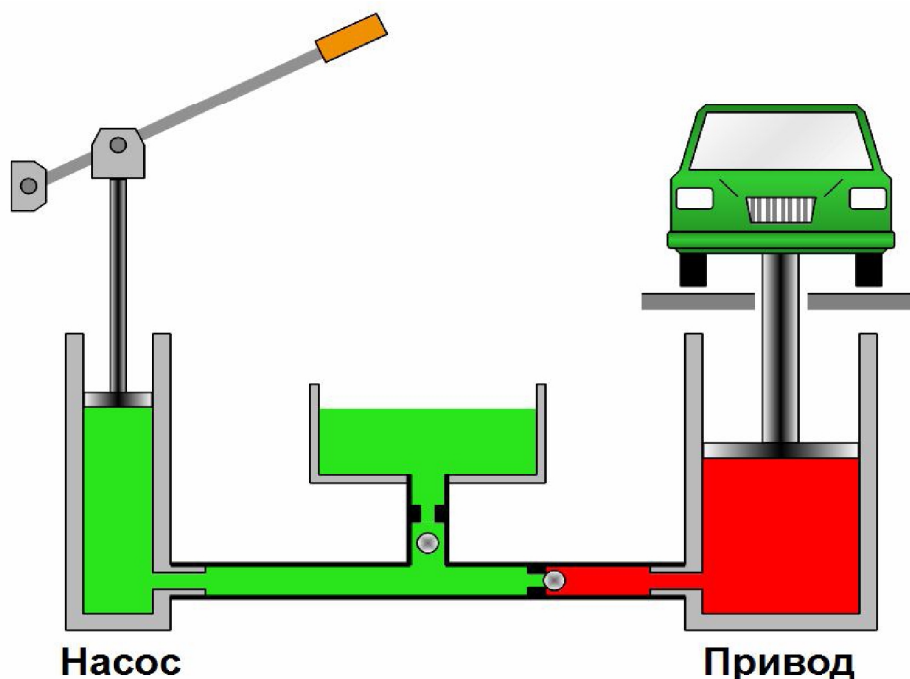


Рисунок 1.1 — Принцип работы ГП

Гидроприводы крайнеразнообразны и могут различаться по назначению, принципу действия, числу источников гидравлической энергии и двигателей, конструкции устройств, составляющих систему, и по другим признакам. Однако в любом приводе, входящие в его состав элементы, подразделяют (в соответствии с выполняемыми функциями) на две взаимосвязанные части:

- силовую;
- управляющую (рисунок 1.2).

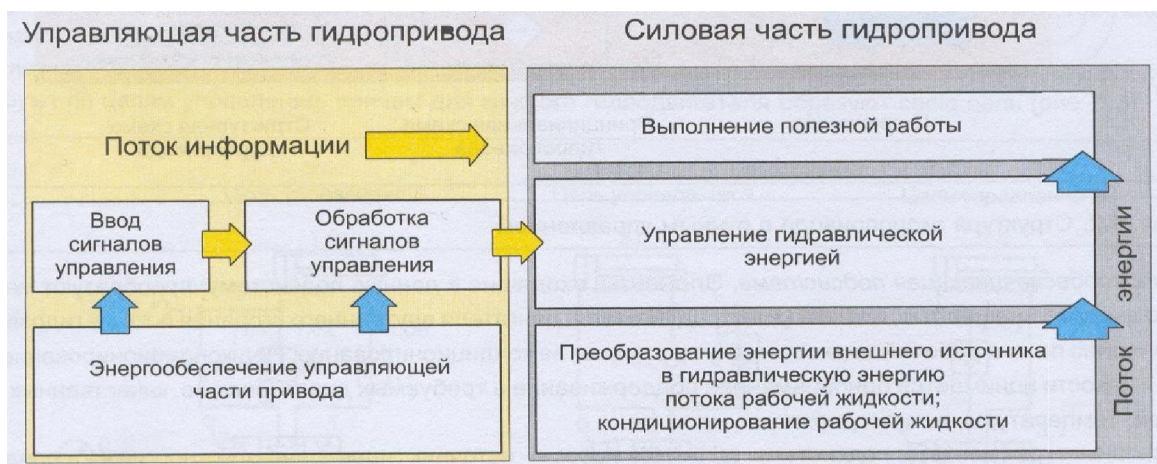


Рисунок 1.2 - Структура гидропривода [1]

В силовой части гидропривода осуществляются энергетические процессы (выработка, преобразование и передача энергии), конечной целью которых является выполнение полезной работы.

Управляющая часть гидропривода реализует информационные процессы (прием, обработка, хранение и передача информационных потоков), формирующие управляющие сигналы.

Взаимодействие этих двух частей привода осуществляется следующим образом: сформированные в управляющей части привода сигналы управления подаются на входы устройств управления гидравлической энергией, входящих в состав силовой части привода. Таким образом, выполнение силовой частью привода полезной работы осуществляется по сигналам, поступающим от управляющей части.

Для ознакомления со структурой силовой части рассмотрим гидропривод, в котором функции управления выполняются человеком-оператором (рисунок 1.3)

Силовая часть гидропривода состоит из трех подсистем:

- энергообеспечивающей;
- направляющей и регулирующей;
- исполнительной.

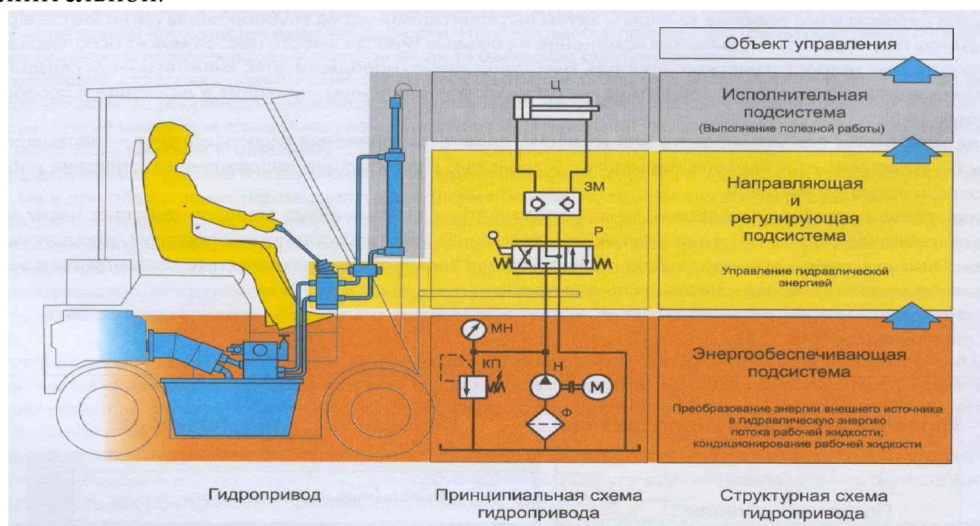


Рисунок 1.3 - Структура гидропривода с ручным управлением [1]

Энергообеспечивающая подсистема. Элементы, входящие в данную подсистему, преобразуют механическую энергию внешнего источника (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и т.п.) в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости и осуществляют ее кондиционирование. Под кондиционированием рабочей жидкости понимается одновременное поддержание в требуемых диапазонах ее качественных показателей: температуры, влагосодержания, чистоты.

Основными элементами подсистемы являются насос — источник гидравлической энергии — и предохранительное устройство, защищающее гидравлическую систему от перегрузок. Кондиционирование рабочей жидкости осуществляется с помощью гидробаков, фильтров, теплообменных аппаратов.

Направляющая и регулирующая подсистема. Управление гидравлической энергией заключается в распределении и направлении потоков рабочей жидкости, а также в регулировании основных ее параметров: давления и расхода.

Для реализации указанных функций предназначены устройства, называемые гидроаппаратами: распределители, клапаны давления, регуляторы расхода, запорные клапаны и др.

Исполнительная подсистема. Назначение элементов исполнительной подсистемы — путем преобразования гидравлической энергии в механическую энергию своего выходного звена осуществлять различные перемещения рабочих органов технологического оборудования, т.е. совершать полезную работу. Гидродвигатели, или как их называют гидравлические исполнительные механизмы, могут совершать возвратно-поступательное движение (гидроцилиндры), вращательное (гидромоторы) и поворотное (поворотные гидродвигатели).

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:

гидропривод вращательного движения (рисунок 1.4, а), когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

гидропривод поступательного движения (рисунок 1.4, б, в), у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр – двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);

гидропривод поворотного движения (рисунок 1.4, г), когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360 градусов.

2. По возможности регулирования:

регулируемый гидропривод, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным (рисунок 1.4, б, г), объемным (рисунок 1.4, а), объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим.

нерегулируемый гидропривод, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидропередачи в процессе эксплуатации.

3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:

гидропривод с замкнутой схемой циркуляции (рисунок 1.4, а), в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

гидропривод с разомкнутой системой циркуляции (рисунок 1.4, б, в, г), в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы – хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

4. По источнику подачи рабочей жидкости:

насосные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;

аккумуляторные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;

магистральные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

5. По типу приводящего двигателя гидроприводы могут быть с электроприводом, приводом от ДВС, турбин и т. д.

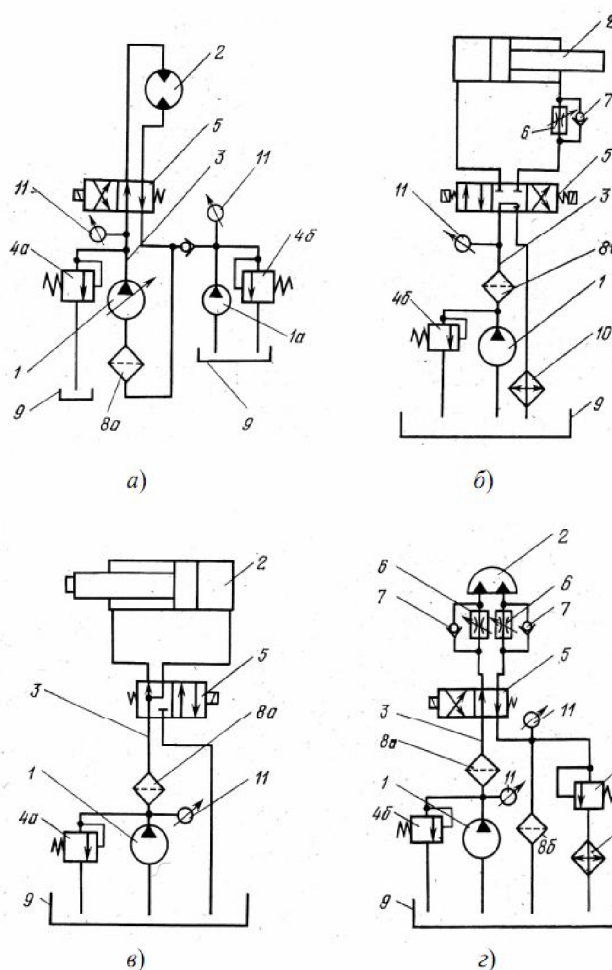


Рисунок 1.4 — Варианты принципиальных схем гидроприводов:

а - с объемным регулированием; б — с дроссельным регулированием; в- нерегулируемый; г — с дроссельным регулированием рабочего и холостого ходов

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, по которому всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения (рисунок 1.4).

Насосом 1 рабочая жидкость подается в напорную гидрولينию 3 и далее через распределитель 5 к гидродвигателю 2. При одном положении гидрораспределителя совершается рабочий ход гидродвигателя, а при другом положении — холостой. Из гидродвигателя жидкость через распределитель поступает в сливную гидрولينию и далее или в гидробак 9, или во всасывающую гидрولينию насоса (в гидроприводах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, см. рисунок 1.4, а). В резервуаре жидкость охлаждается и снова поступает в гидросистему. Надежная работа гидропривода возможна только при соответствующей очистке рабочей жидкости фильтрами 8.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель 6. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Защита гидросистемы от чрезмерного повышения давления обеспечивается предохранительным 4а или переливным 4б клапанами, которые настраиваются на максимально допустимое давление. Если нагрузка на гидродвигатель возрастает сверх установленной, то весь поток рабочей жидкости будет идти через предохранительный или

переливной клапаны, минуя гидродвигатель. Контроль за давлением на отдельных участках гидросистемы осуществляется по манометрам 11.

Работа гидроагрегатов сопровождается утечками рабочей жидкости. В гидросистемах с замкнутой циркуляцией утечки компенсируются специальным подпитывающим насосом 1а (рисунок 1.4, а).

Контрольные вопросы для самопроверки.

1) Совокупностью устройств, предназначенной для передачи механической энергии и преобразования движения за счет гидростатического напора жидкости, называется:

- а — электропривод;
- б — гидравлический привод;
- в — гидравлический распределитель.

2) Принцип работы гидропривода основан на:

- а — законе Паскаля;
- б — законе Бернулли;
- в — уравнении Бойля-Мариотта.

3) Основными преимуществами гидроприводов перед остальными приводами являются:

- а — передача больших сил (крутящих моментов) при относительно небольших габаритных размерах;
- б — простота защиты от перегрузки;
- в — нечувствительны к изменениям температуры.

4) Что из перечисленного не входит в состав энергообеспечивающей системы гидропривода:

- а — насос;
- б — фильтр;
- в — делитель потока;

5) Уменьшить скорость выдвижения штока гидроцилиндра можно путем:

- а — увеличения площади проходного сечения дросселя, установленного в сливной магистрали гидросистемы;
- б — уменьшения площади проходного сечения дросселя, установленного в сливной магистрали гидросистемы;
- в — установки дополнительного фильтра в сливной магистрали гидросистемы.

Лекция №2.

Гидрораспределители и гидродроссели. Постоянные и регулируемые дроссели. Золотниковые распределители и дроссели.

Управление энергией рабочей жидкости, поступающей от источника (от энергообеспечивающей подсистемы) к исполнительным механизмам, осуществляется устройствами, входящими в состав направляющей и регулирующей подсистемы, которые обобщенно называют гидроаппаратами.

Само название подсистемы отражает функциональное назначение аппаратов ее образующих: направлять в требуемые гидролинии поток рабочей жидкости и регулировать параметры этого потока в необходимых для нормального функционирования привода пределах. В соответствии с решаемыми задачами гидроаппараты данной подсистемы делят на две группы: направляющие и регулирующие.

Направляющие гидроаппараты управляют пуском, остановом и направлением потока жидкости.

Регулирующие гидроаппараты управляют расходом жидкости, ее давлением, или расходом и давлением одновременно.

Классификация гидроаппаратов по функциональному признаку приведена на рисунке 2.1.

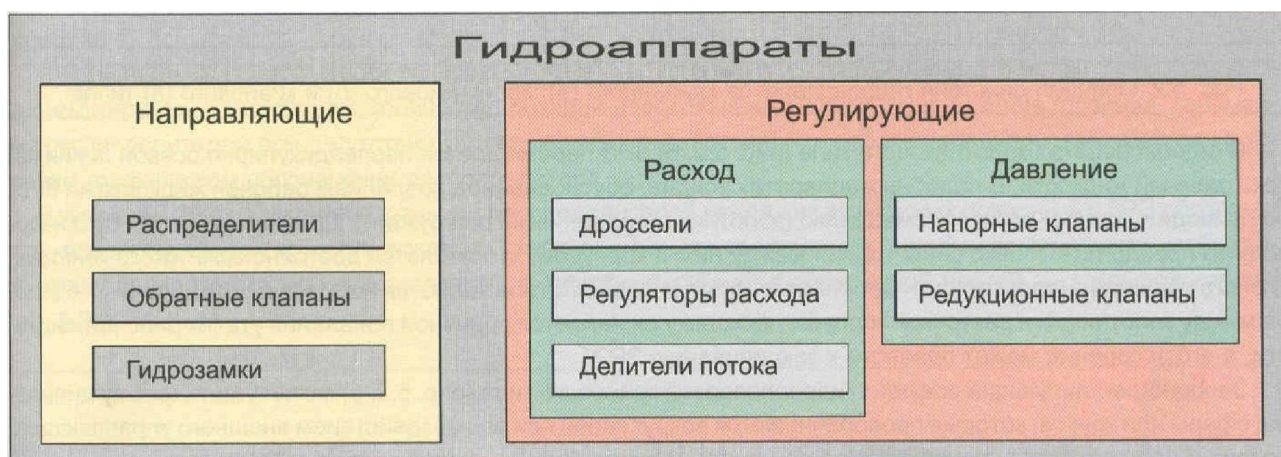


Рисунок 2.1 — Классификация гидроаппаратов [1]

Гидрораспределители предназначены для управления пуском, остановкой и направлением потока жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия на их ЗРЭ. При этом ЗРЭ из одной позиции, которая обеспечивает некую коммутацию внутренних каналов, связанных с присоединительными отверстиями в корпусе распределителя, перемещается в другую позицию, в которой коммутация каналов меняется. Изменение направлений протекания потоков рабочей жидкости через распределители позволяет реверсировать и останавливать движение исполнительных механизмов, разгружать насосы и гидросистемы от давления, а также выполнять другие операции, в соответствии с гидросхемой распределителя.

Функциональные возможности распределителей характеризуются рядом параметров таких как: количество коммутируемых гидролиний, количество позиций переключения, нормальная позиция (позиция, занимаемая распределителем при отсутствии управляющего воздействия), способ управления и отображаются в условном графическом обозначении распределителя.

В условном графическом обозначении распределителей каждая из возможных позиций его ЗРЭ обозначается квадратом, внутри которого показана схема внутренних соединений: линиями со стрелками изображают направления потока рабочей жидкости, а тупиковой линией с поперечной чертой — закрытые каналы (Рисунок 2.2).

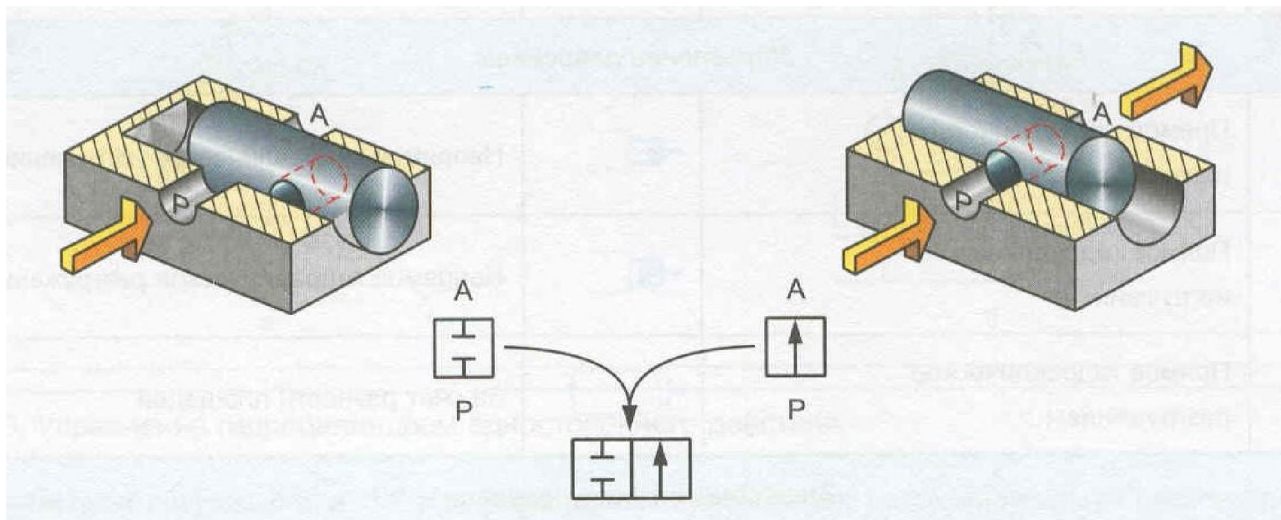


Рисунок 2.2 — Модель и принцип построения условного графического обозначения 2/2 — распределителя [1]

Для того чтобы компактным образом охарактеризовать возможности распределителей по коммутации подведенных к ним гидролиний, используют дробное цифровое обозначение, где в числителе указывают количество коммутируемых распределителем гидролиний, а в знаменателе — количество позиций, которые может занимать его запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ). В соответствии с этим можно сказать, что на рисунке 2 представлена модель и условное графическое обозначение 2/2-распределителя.

Переключение распределителей выполняется посредством перемещения их ЗРЭ из одной позиции в другую в результате внешних управляющих воздействий. Способы таких воздействий достаточно многообразны и подразделяются на следующие виды управления:

- мускульной силой оператора;
- механическое;
- гидравлическое или пневматическое;
- электрическое (с помощью электромагнитов);
- комбинированное.

Дроссели. Дроссели, как аппараты управления скоростью выходного звена исполнительного механизма, применяют в тех случаях, когда на последний действует постоянная по величине нагрузка, либо когда изменение скорости допустимо или даже желательно при изменении нагрузки.

Дроссели представляют собой местные гидравлические сопротивления расход рабочей жидкости через которые определяется из известного соотношения

$$Q = \mu \cdot A_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{др}}{\rho}}$$

где Q — расход, м³/с;

μ — коэффициент расхода (0,6-0,9);

$A_{др}$ — площадь проходного сечения, м²;

$\Delta p_{др}$ — перепад давления на дросселе. Па;

ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Для прикладных расчетов удобнее использовать формулу

$$Q = 0,6 \cdot A_{др} \cdot \sqrt{\Delta p_{др}}$$

где Q — расход, л/мин;

$A_{др}$ — площадь проходного сечения, мм²;

$\Delta p_{др}$ — перепад давления, бар.

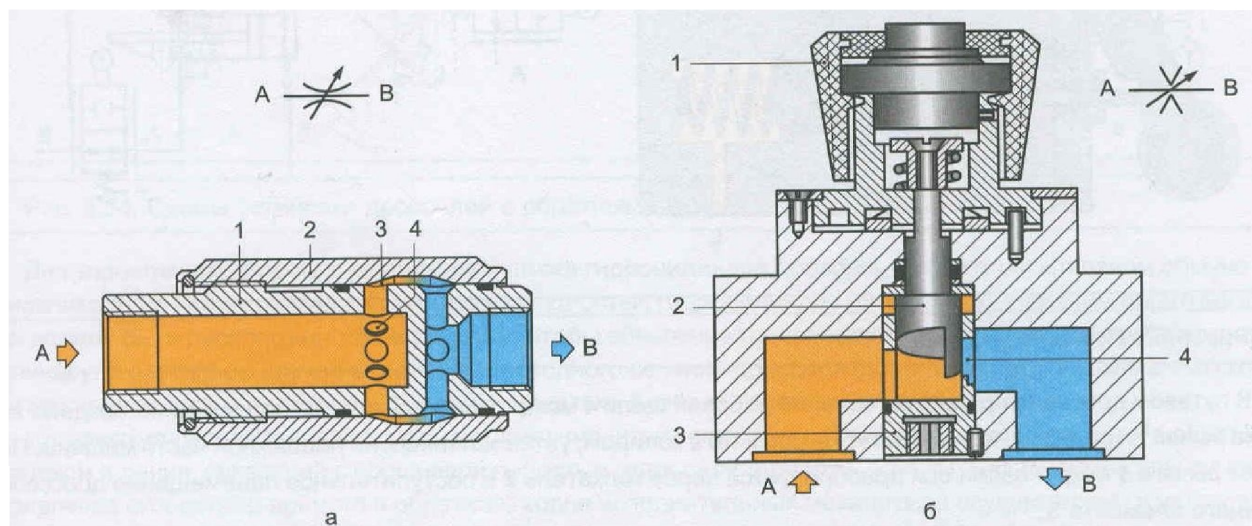


Рисунок 2.4 — Регулируемые дроссели: а — линейный; б — квадратичный [1]

Управление расходом в квадратичном дросселе (рисунок 2.4, б) осуществляется поворотом рукоятки 1, связанной с кулачком 2. При этом торцовая поверхность кулачка 2 меняет проходное сечение окна 4, выполненного во втулке 3.

В качестве устройств управления скоростью движения выходного звена исполнительного механизма, дроссели могут устанавливаться в линии нагнетания (рисунок 2.5, а), слива (рисунок 2.5, б) или в ответвлении (рисунок 2.5, в).

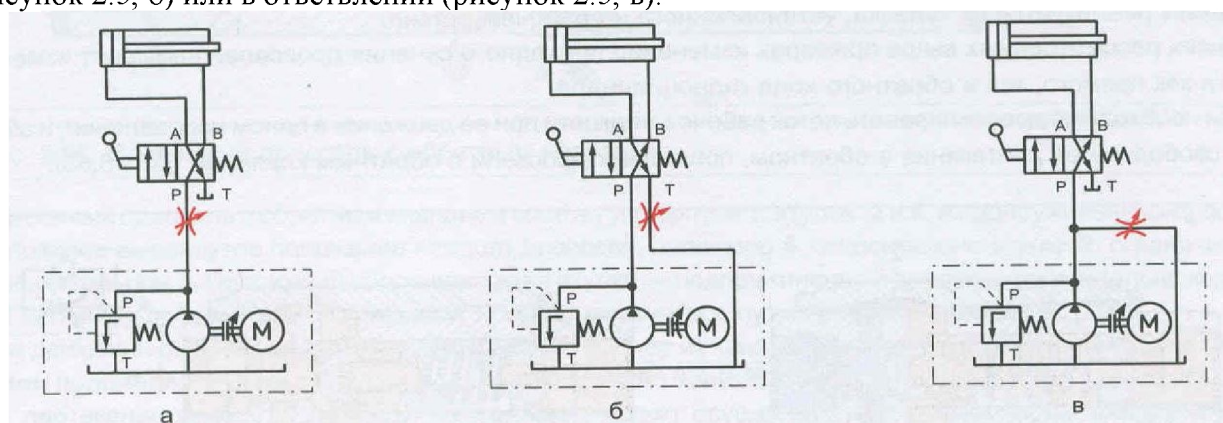


Рисунок 2.5 — Варианты установки дросселей [1]

Поскольку при прохождении жидкости через дроссель часть энергии давления преобразуется в тепловую энергию, установка дросселей в линии нагнетания (рисунок 2.5, а) нежелательна, так как это приводит к нагреванию устройств, расположенных за дросселем, в частности — исполнительного механизма.

При размещении дросселей в линии слива или в ответвлении (рисунок 2.5, б, в) нагретая при прохождении через них рабочая жидкость поступает в гидробак.

Золотниковые гидравлические распределители. В золотниковых распределителях (рисунок 2.6) изменение коммутации подведенных к ним гидролиний осуществляется при осевом смещении цилиндрического запорно-регулирующего элемента — золотника.

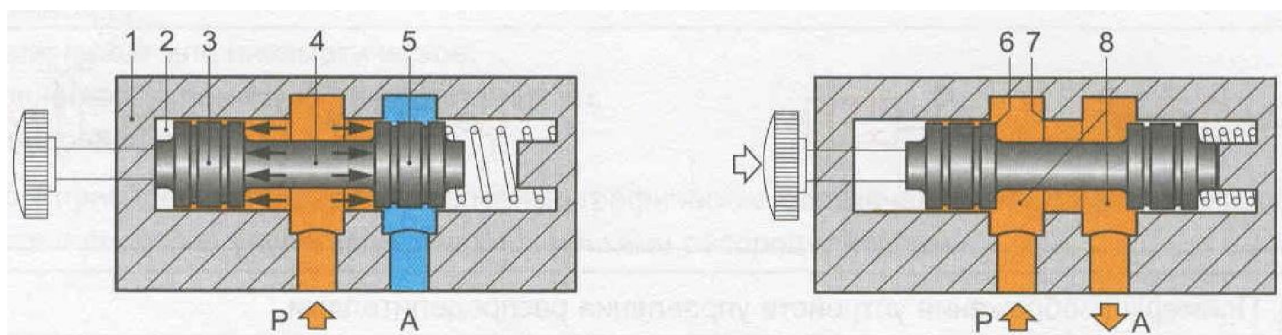


Рисунок 2.6 — Золотниковый распределитель [1]

Золотник 4, имеющий два соединенных между собой буртика 3 и 5, расположен в продольной цилиндрической расточке 2 корпуса 1. Рабочие каналы Р и А связаны с кольцевыми расточками 8, между кромками которых 7 и кромками 6 буртов собственно и образуется проходное сечение распределителя. Перемещение золотника в цилиндрической расточке возможно только при наличии диаметрального зазора между ним и корпусом, что сопровождается утечками рабочей жидкости при наличии разности давлений в рабочих каналах распределителя. Ограничить утечки можно путем уменьшения диаметрального зазора, однако, обеспечить зазор меньше 10 мкм технологически трудно.

Схемы золотниковых регулируемых дросселей. Золотниковые регулируемые дроссели являются основными элементами золотниковых дросселирующих гидрораспределителей. Регулируемые золотниковые дроссели по форме сопрягающихся поверхностей золотника и гильзы условно делят на цилиндрические и плоские [2].

Цилиндрические золотниковые регулируемые дроссели условно делят на золотниковые дроссели с проточкой в гильзе и на золотниковые дроссели с отверстиями в гильзе. Конструкции регулируемых золотниковых дросселей менялись по мере усовершенствования технологии их изготовления. Однако, несмотря на то, что появляются все более совершенные конструкции, им предшествующие по ряду причин еще применяются.

Золотниковые дроссели с кольцевой проточкой в гильзе (рисунок 2.7, а—д) широко применялись в связи с тем, что не существовало простых и доступных технологических методов изготовления качественных отверстий прямоугольной или какой-либо заданной формы в гильзах.

Схема наиболее распространенного золотникового регулируемого дросселя с проточкой в гильзе и прямоугольным буртом золотника показана на рисунок 2.7, а. Она до сих пор применяется в дросселирующих и направляющих гидрораспределителях, предназначенных для управления большими расходами.

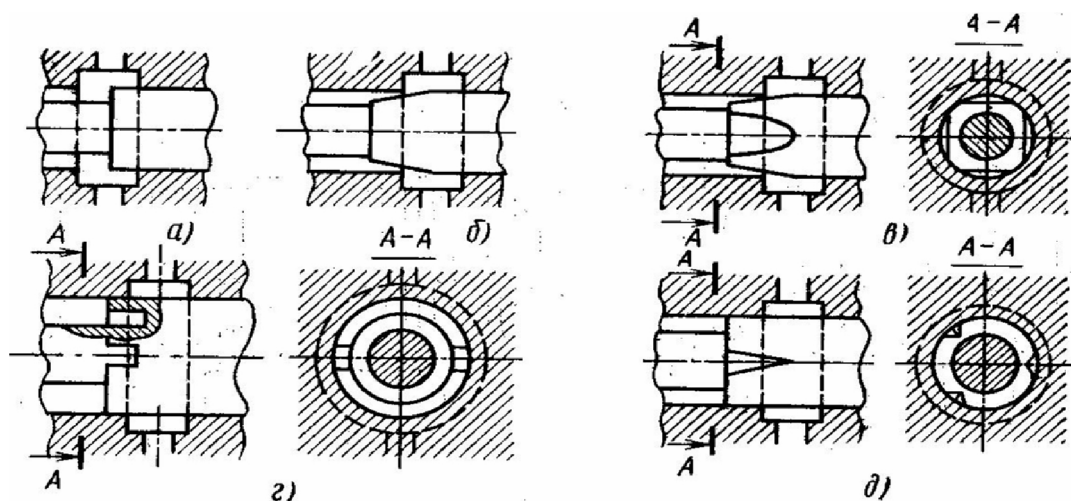


Рисунок 2.7 — Схемы золотниковых регулируемых дросселей с проточкой в гильзе [2]

Для уменьшения коэффициента усиления золотникового регулируемого дросселя с кольцевой проточкой без изменения диаметра золотника бурт последнего снабжают конусом (рисунок 2.7, б) или лысками (рисунок 2.7, в), или продольными канавками треугольного сечения (рисунок 2.7, д). При необходимости управления малыми расходами жидкости при малых перемещениях золотника без уменьшения его диаметра и обеспечения линейности статических характеристик применяют золотники сложной конфигурации (рисунок 2.7, г).

Одним из недостатков рассмотренных дросселей является сложность обработки, контроля и получения качественных отсекающих рабочих кромок кольцевой проточки гильзы. Кроме того, на золотниках со сложной конфигурацией (рисунок 2.7, в, г и д) невозможно изготовление разгрузочных кольцевых канавок в области лысок, канавок и выемок, что не позволяет бороться простыми средствами с силами гидравлического защемления золотников.

Контрольные вопросы для самопроверки.

- Какая гидроаппаратура не относится к регулирующей:
 - а — гидрозамки;
 - б — дроссели;
 - в — напорные клапаны.
- Дроссели, как аппараты управления скоростью выходного звена исполнительного механизма, применяют в случаях:
 - а — когда на последний действует постоянная по величине нагрузка;
 - б — на последний действует переменная по величине нагрузка;
 - в — изменение скорости допустимо или даже желательно при изменении нагрузки.
- Квадратичные дроссели получили такое название ввиду того, что:
 - а — потеря давления пропорциональна квадрату скорости потока;
 - б — потеря давления обратно пропорциональна квадрату скорости потока;
 - в — расход через такие дроссели фактически не зависит от вязкости рабочей жидкости.
- В золотниковых распределителях изменение коммутации подведенных к ним гидролиний осуществляется при осевом смещении цилиндрического запорно-регулирующего элемента - :
 - а — золотника;
 - б — гильзы;
 - в — муфты.
- Для уменьшения коэффициента усиления золотникового регулируемого дросселя с кольцевой проточкой без изменения диаметра золотника бурт последнего снабжают:
 - а — конусом;
 - б — лысками;
 - в — продольными канавками прямоугольного сечения.

Лекция №3.

Гидравлические усилители мощности. Принципы построения гидроусилителей.

Гидроусилитель – совокупность гидроаппаратов и объемных гидродвигателей, в которой движение управляющего элемента преобразуется в движение управляемого элемента большей мощности, согласованное с движением управляющего элемента по скорости, направлению и перемещению.

Гидроусилитель следящего типа представляет собой силовой гидропривод, в котором исполнительный механизм (выход) воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего органа (входа), для чего в системе предусмотрена непрерывная связь между выходным и входным элементами, которая называется обратной связью.

Название такого привода – «слеящий Гидроусилитель» или «слеящий гидропривод» - обоснованы тем, что выход такого гидроусилителя автоматически устраняет через обратную связь возникающее рассогласование между управляющим воздействием (входным сигналом) и ответным действием (выходным сигналом).

Гидравлические слеящие приводы нашли широкое применение в различных отраслях техники и в особенности в системах управлениа современными транспортными машинами, включая автомашины, морские суда, самолеты и прочие летательные аппараты.

Блок-схема слеящего привода (рисунок 3.1) состоит из следующих основных элементов:

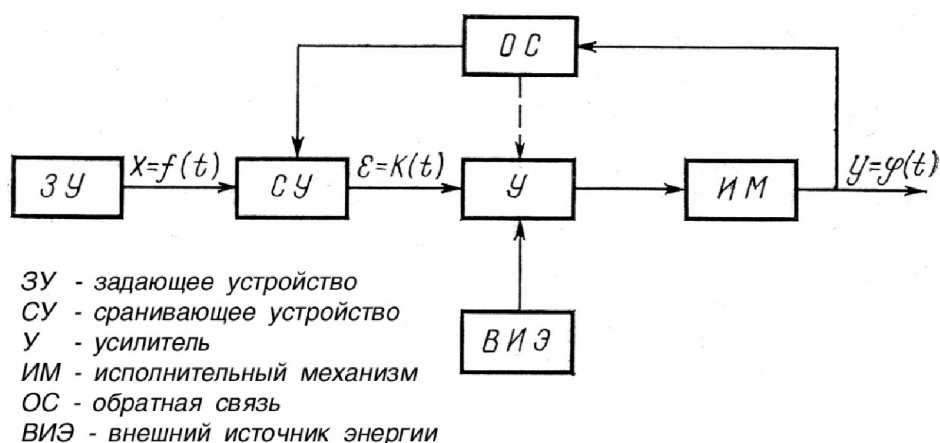
задающего устройства ЗУ, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса);

сравнивающего устройства СУ, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу управления;

усилителя У, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии ВИЭ;

исполнительного механизма ИМ, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством;

обратная связь ОС, которой исполнительный механизм соединен со сравнивающим устройством или с усилителем. Обратная связь является отличительным элементом слеящего



привода.

Рисунок 3.1 — Блок-схема слеящего привода

Величина $x=f(t)$ (перемещение или скорость), сообщаемая задающим устройством сравнивающему устройству, называется «входом», а $y=g(t)$ (перемещение или скорость), воспроизведенная исполнительным механизмом, - «выходом». Разность $(x-y)=e$ называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

Принцип работы следящего привода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него и на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.

Классификация гидроусилителей

Применяемые в автоматизированных гидроприводах гидроусилители классифицируют по следующим признакам.

По методу управления различают гидроусилители без обратной связи и с обратной связью между управляющим элементом и ведомым звеном исполнительного механизма.

По конструкции управляющего элемента гидроусилители подразделяют на усилители с дросселирующими гидрораспределителями золотникового типа, с соплом и заслонкой, со струйной трубкой, крановые, с игольчатым дросселем.

По числу каскадов усиления гидроусилители подразделяют на одно-, двух- и многокаскадные. Многокаскадные применяют в тех случаях, когда требуется получить на выходе большую мощность и сохранить при этом высокую чувствительность гидроусилителя.

По виду сигнала управления гидроусилители подразделяют на усилители с механическим и электрическим сигналами управления.

Важными характеристиками усилителей являются коэффициенты усиления: по мощности k_N , по расходу k_Q , по скорости k_V и по давлению k_P :

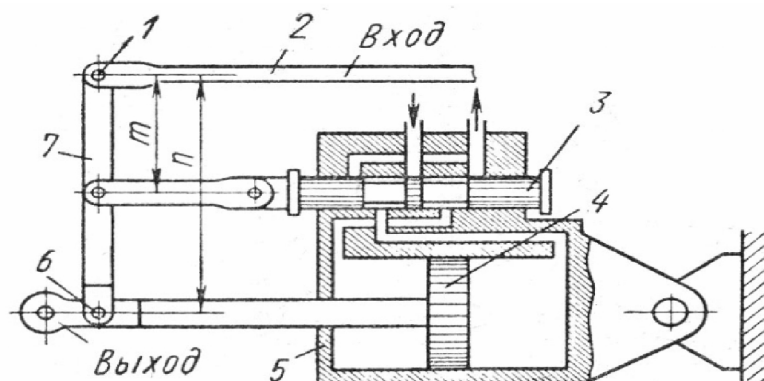
$$k_N = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}; k_Q = \frac{\partial Q}{\partial x}; k_V = \frac{\partial V}{\partial x}; k_P = \frac{\partial P}{\partial x};$$

где $N_{\text{вых}}$, $N_{\text{вх}}$ – мощности на ведомом звене исполнительного элемента гидроусилителя и мощность, затрачиваемая на его управление; ∂Q , ∂V , ∂P – изменение расхода, скорости движения ведомого звена исполнительного элемента и давления жидкости на выходе при изменении положения управляющего элемента гидроусилителя на величину ∂x .

Гидроусилитель золотникового типа.

Гидроусилители золотникового типа получили наибольшее распространение. Они просты по конструкции, разгружены от аксиальных статических сил давления жидкости, легко управляемы, имеют высокий КПД и обеспечивают достижение значительных коэффициентов усиления по мощности.

Схема следящего гидроусилителя золотникового типа с гидродвигателем



прямолинейного движения и жесткой рычажной обратной связью представлена на рисунке 3.2.

Рисунок 3.2 — Схема гидроусилителя золотникового типа с обратной связью:

- 1 — шарнир; 2 — тяга; 3 — золотник распределителя; 4 — поршень; 5 — корпус силового цилиндра; 6 — шарнир; 7 — дифференциальный рычаг

При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается шарнир 1 дифференциального рычага 7 обратной связи, с которым связаны штоки силового цилиндра 5 и золотника распределителя 3. Так как силы, противодействующие смещению золотника распределителя, значительно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 4, то шарнир 6 может рассматриваться в начале движения тяги 2 как неподвижный, ввиду чего движение его вызовет через рычаг 7 смещение плунжера золотника распределителя 3. В результате при смещении золотника из нейтрального положения, жидкость поступит в соответствующую полость цилиндра 5, что вызовет перемещение поршня 4, а следовательно, и шарнира 6, связанного с «выходом». При этом выходное звено сместится пропорционально перемещению тяги 2.

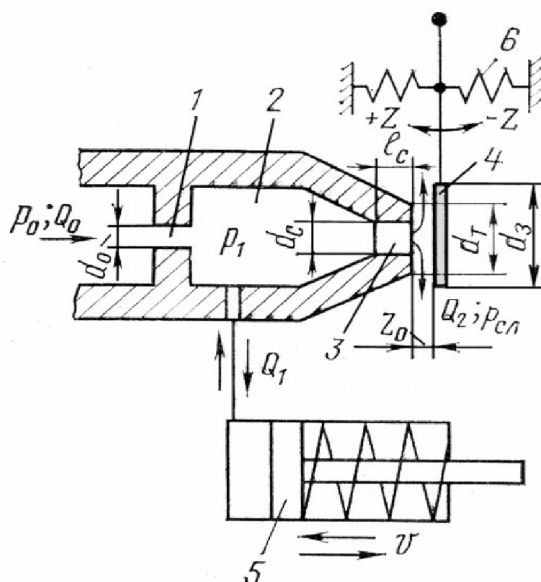
После того как движение тяги 2 будет прекращено, продолжающийся выдвигаться поршень 4 сообщит через рычаг 7 обратной связи плунжеру золотника распределителя 3 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2 управления. Так как при этом расходные окна золотника будут в результате обратного движения плунжера постепенно прикрываться, количество жидкости, поступающей в цилиндр 5, уменьшится, вследствие чего скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор, пока плунжер золотника не придет в положение, в котором окна полностью перекроются, при этом скорость станет равной нулю.

При перемещении плунжера золотника в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

В действительности отдельных этапов движения «входа» и «выхода» рассматриваемого следящего привода с жесткой обратной связью не существует, и оба движения протекают практически одновременно, т.е. имеет место не ступенчатое, а непрерывное «слежение» исполнительным механизмом за перемещением «входа».

Гидроусилитель с соплом и заслонкой

Гидроусилитель с соплом и заслонкой (рисунок 3.3) состоит из управляющего элемента в виде нерегулируемого дросселя 1, междроссельной камеры 2, регулируемого дросселя, выполненного в виде сопла 3, заслонки 4 и задающего устройства 6, а также из



исполнительного элемента 5.

Рисунок 3.3 - Гидроусилитель с соплом и заслонкой:

- 1 — нерегулируемый дроссель; 2 — междроссельная камера; 3 — сопло; 4 — заслонка; 5 — исполнительный элемент; 6 — задающее устройство

Жидкость подается к гидроусилителю со стороны нерегулируемого дросселя. Из междроссельной камеры одна часть жидкости Q_2 вытекает через щель, образованную торцом сопла и заслонкой, а другая Q_1 поступает к исполнительному элементу. При изменении положения заслонки изменяются давление в междроссельной камере и расход через сопло. Одновременно изменяются усилие на исполнительный элемент, расход Q_1 и скорость V движения выходного звена. Нерегулируемый дроссель может быть выполнен в виде пакета тонких шайб с круглыми отверстиями.

Сопло гидроусилителя выполняется в виде цилиндрического насадка или в виде капиллярного канала. Увеличение диаметра сопла приводит к увеличению расхода и быстродействия системы. Заслонка имеет плоскую форму и перемещается от воздействия на нее сигнала управления. Гидроусилитель типа сопло-заслонка отличается простотой конструкции, надежностью в работе и быстродействием. К нему можно подводить жидкость с большим давлением питания P_0 . В устройстве сопло-заслонка отсутствуют трущиеся пары, что обеспечивает его высокую чувствительность. Недостатком является непроизводительный расход жидкости через сопло, низкий КПД и невысокий коэффициент усиления по мощности.

Гидроусилитель со струйной трубкой

Гидроусилитель со струйной трубкой (рисунок 3.4) состоит из трубки 5 с коническим насадком на конце, сопловой головки 1 с двумя наклонными коническими расходящимися каналами и устройства управления. Устройство управления струйной трубкой состоит из задающего устройства 4 в виде регулируемой пружины, толкателя 6 и ограничителя 3 хода струйной трубки. Каналы сопловой головки соединены с исполнительным элементом 8 гидроусилителя. Жидкость с параметрами P_0 и Q_0 подается к трубке от источника питания. По трубе 2 жидкость отводится от гидроусилителя на слив.

Принцип работы гидроусилителя со струйной трубкой основан на преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи, вытекающей из конического насадка, и последующем преобразовании этой энергии в удельную потенциальную энергию давления в каналах сопловой головки.

Гидроусилитель работает следующим образом. При отсутствии сигнала управления струйная трубка занимает нейтральное положение по отношению к отверстиям в сопловой головке. Вытекающая из насадка струя в одинаковой мере перерывает оба отверстия (рисунок 3.4, б), вследствие чего давления в каналах сопловой головки одинаковы, а выходное звено исполнительного элемента неподвижно. При подаче сигнала управления на толкатель струйная трубка смещается из нейтрального положения, равенство площадей отверстий, перекрытых струей, и равенство давлений в каналах сопловой головки нарушается. В результате выходное звено исполнительного элемента начинает перемещаться. При изменении знака сигнала управления выходное звено будет двигаться в другую сторону. Вытесняемая из исполнительного элемента жидкость попадает через канал в сопловой головке в полость 7 усилителя и далее на слив. Для того чтобы в каналы сопловой головки вместе с жидкостью не попал воздух, насадок струйной трубки делают погруженным в жидкость.

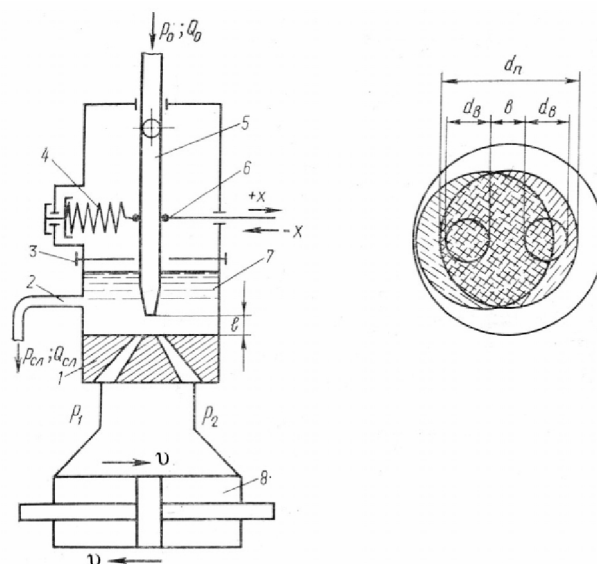


Рисунок 3.4 — Гидроусилитель со струйной трубкой:

1 — сопловая головка; 2 — сливной трубопровод; 3 — ограничитель хода; 4 — задающее устройство; 5 — струйная трубка; 6 — толкатель; 7 — внутренняя полость; 8 — исполнительный элемент

Контрольные вопросы для самопроверки.

— Совокупностью гидроаппаратов, предназначенных для преобразования и усиления мощности управляющего сигнала любой природы в мощность потока рабочей жидкости называют:

- а — гидравлический усилитель;
- б — гидротрансформатор;
- в — гидромотор.

— Особенность работы следящего гидроусилителя заключается в том, что:

а - выход такого гидроусилителя автоматически устраняет через обратную связь возникающее рассогласование между управляющим воздействием (входным сигналом) и ответным действием (выходным сигналом);

б — блок-усилитель использует внешний источник энергии;

в — следящий привод включает в себя сравнивающее устройство.

— Увеличение диаметра сопла в гидроусилителе сопло-заслонка приводит к:

а — к увеличению расхода и быстродействия системы;

б — к уменьшению расхода и быстродействия системы;

в — к увеличению расхода и уменьшению быстродействия системы.

— Принцип работы гидроусилителя со струйной трубкой основан на:

а - преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи;

б - преобразовании удельной кинетической энергии давления в удельную потенциальную энергию струи;

в — законе Паскаля.

— Многокаскадные гидроусилители применяют в тех случаях, когда требуется получить на выходе:

а - большую мощность;

б - большой КПД;

в — большой расход.

Лекция № 4

Гидравлические усилители мощности. Электрогидравлические усилители без обратной связи

Помимо гидравлических распределителей с пропорциональным управлением в качестве аппаратов непрерывного действия в гидрофицированном оборудовании продолжают применяться, а в ряде случаев и не имеют альтернативы, электрогидравлические усилители (ЭГУ), также называемые дросселирующими гидрораспределителями. Исторически появившиеся задолго до гидроаппаратов с пропорциональным электромагнитным управлением. ЭГУ обычно используют в сервогидравлических приводах с замкнутым контуром регулирования. динамические и точностные характеристики которых оказываются недоступными аппаратам с пропорциональным управлением.

Наиболее распространенные ЭГУ состоят из электромеханического преобразователя (ЭМП) сигналов управления I, гидравлической ступени предварительного усиления сигналов II (как правило — это устройство типа сопло-заслонка, реже — струйная трубка) и золотникового дросселирующего распределителя III (рисунок 4.1).

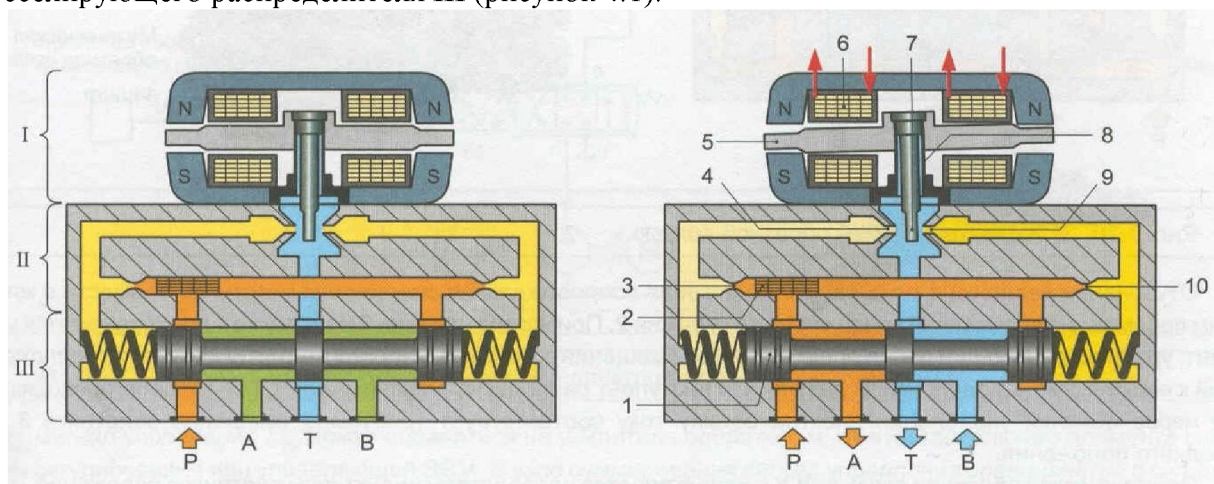


Рисунок 4.1 — Электрогидравлический усилитель [1]

ЭМП защищен от попадания в него рабочей жидкости, поступающей в ЭГУ через фильтр 2, посредством упругой трубки 8, в которой расположена заслонка 7, жестко соединенная с якорем 5. При подаче напряжения на обмотки управления 6 ЭМП в них возникает электрический ток и образуется электромагнитное поле, в результате взаимодействия которого с полем постоянных магнитов ЭМП появляются силы, проворачивающие якорь 5 и заслонку 7. При отклонении заслонки 7 от среднего положения зазор между одним соплом, например 9, уменьшается, а между соплом 4 и заслонкой 7 увеличивается. Вследствие уменьшения расхода жидкости через дроссель 10 и увеличения расхода через дроссель 3, в торцевых камерах золотника 1 возникает разность давлений, которая создает силу, перемещающую его вдоль оси до тех пор, пока эта сила не будет уравновешена силами от действия центрирующих пружин. Таким образом, расход протекающей через ЭГУ жидкости пропорционален управляющему электрическому сигналу, определяющему угол поворота якоря и соответствующее смещение золотника. Отношение мощности потока жидкости к мощности управляющего электрического сигнала определяет коэффициент усиления ЭГУ по мощности, который в современных усилителях может достигать 10^6 .

В рассмотренной конструкции ЭГУ отсутствует обратная связь, контролирующая соответствие перемещения золотника управляющему сигналу, что является причиной невысокой точности работы аппаратов подобного исполнения. Точность работы электрогидравлических усилителей значительно повышается при введении в конструкцию механической или электрической обратной связи между золотником и заслонкой.

Электрогидравлические усилители мощности без обратной связи по положению.

Наиболее простыми электрогидравлическими усилителями мощности без обратной связи по положению являются однокаскадные усилители, состоящие из электромеханического преобразователя и дросселирующего гидрораспределителя. Такие электрогидравлические усилители предназначены для преобразования электрического сигнала управления в усиленный по мощности поток рабочей жидкости, подводимой под давлением. Будучи подсоединенным к исполнительному гидродвигателю, такой усилитель обеспечивает пропорциональное регулирование его скорости.

Если на регулирующий элемент дросселирующего гидрораспределителя расход рабочей жидкости через исполнительные гидролинии или давление нагрузки не оказывают существенного силового воздействия, то динамика однокаскадного электрогидроусилителя целиком определяется динамикой электромеханического преобразователя. Следует, однако, отметить, что расход через исполнительные гидролинии дросселирующего гидрораспределителя определяется не только смещением из нейтральной его управляющего элемента, то также давлением нагрузки и сжимаемостью рабочей жидкости, которые определяются уже параметрами рабочей жидкости и нагрузки. Поэтому в дальнейшем при описании динамических свойств электрогидроусилителя за выходной параметр будет приниматься перемещение управляющего элемента дросселирующего гидрораспределителя, который непосредственно управляет силовым гидродвигателем. Одним из наиболее простых двухкаскадных электрогидроусилителей без обратной связи по положению является электрогидроусилитель, схема которого приведена на рисунке 4.2.

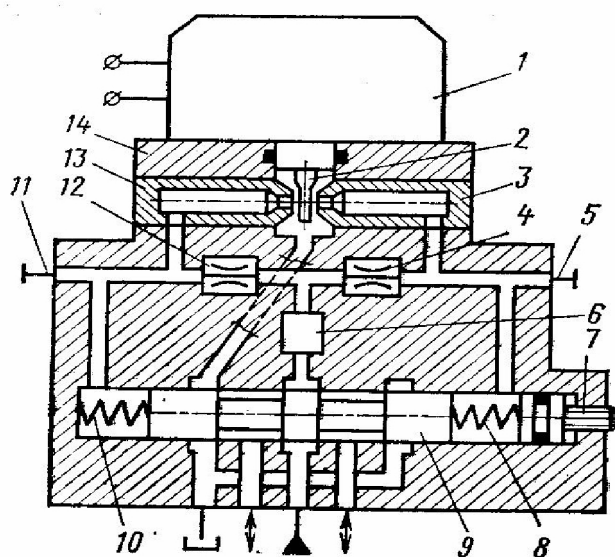


Рисунок 4.2 — Схема двухкаскадного электрогидравлического усилителя мощности без обратной связи [2]

Его основным достоинством является сравнительная простота изготовления и регулировки [2]. Он включает в себя следующие основные узлы и элементы. На корпусе 14 устанавливается электромеханический преобразователь 1. В корпусе же монтируются дросселирующий гидрораспределитель сопло—заслонка, являющийся первым каскадом гидравлического усиления и состоящий из заслонки 2, сопл 3 и 13 и двух постоянных дросселей 4 и 12, а также золотниковый дросселирующий гидрораспределитель 9 с центрирующими пружинами 8 и 10, который является вторым каскадом гидравлического усиления. Заслонка 2 жестко связана с выходным валом преобразователя 1. Регулировочный винт 7 позволяет выставить в нуль

золотниковый дросселирующий гидрораспределитель 9. Технологические заглушки 5 и 11 предназначены для подсоединения к междроссельным камерам гидрораспределителя сопло—заслонка манометров для его настройки. Устройство 6 служит для понижения давления питания, подводимого к гидрораспределителю сопло—заслонка с целью уменьшения утечек через сопла (непроизводительного расхода) и обеспечения при этом линейной перепадной характеристики. Таким устройством может служить постоянный дроссель, если не предъявляется жестких требований к величине коэффициента усиления гидроусилителя при изменении давления питания. Если же это требование является существенным, то в этом случае устанавливается специальный редукционный клапан.

Связь между перемещением золотника $x(s)$ и положением заслонки $h(s)$ может быть записана в виде

$$x(s) = \frac{k_{гy}}{T_{гy}s + 1}. \quad (4.1)$$

Уравнение момента на валу электромеханического преобразователя, обусловленного силовым воздействием потока рабочей жидкости на заслонку, с достаточной точностью можно записать в операторном виде:

$$M_p(s) = \frac{\pi d_c^2}{4} l p_r(s). \quad (4.2)$$

При этом давление нагрузки $p_r(s)$ зависит только от смещения золотника:

$$p_r(s) = \frac{c_x}{f_x} x(s). \quad (4.3)$$

На основании уравнений (4.1), (4.2) и (4.3), учитывая также, что $M_n(s) = M_p(s)$, строится структурная схема электрогидравлического усилителя без обратной связи, которая приведена на рисунке 4.3.

Из структурной схемы видно, что электрогидроусилитель охвачен отрицательной обратной связью по давлению нагрузки на золотниковом дросселирующем гидрораспределителе. Эта связь неглубокая, однако, она приводит к уменьшению коэффициента усиления электрогидроусилителя. Одновременно обратная связь по нагрузке увеличивает его быстродействие.

Первый каскад гидравлического усилителя в виде гидрораспределителя сопло — заслонка необходим для того, чтобы при использовании маломощного электромеханического преобразователя с высоким быстродействием обеспечить большие перестановочные усилия для управления золотниковым гидрораспределителем. К недостаткам электрогидроусилителей без обратной связи по положению, выполненных по схеме, приведенной на рисунке 4.2, относится увеличенная постоянная времени гидроусилителя за счет сжимаемости жидкости. Как уже отмечалось, постоянная времени такого гидроусилителя $T_{гy}$ является суммой постоянной времени собственно гидроусилителя T_r и постоянной времени, обусловленной сжимаемостью жидкости T_c .

Поэтому для увеличения быстродействия такого гидроусилителя необходимо уменьшать объем торцовых полостей золотника и объем междроссельных камер гидрораспределителя сопло-заслонка, увеличивать жесткость центрирующих золотник пружин, т. е. уменьшать

максимальный ход золотника, увеличивать коэффициент K_{QR} гидрораспределителя сопло—заслонка, что связано с увеличением непроизводительного расхода утечки рабочей жидкости, уменьшать площадь сечения, т. е. диаметр золотника, что приводит к уменьшению перестановочных усилий. Таким образом, при проектировании гидроусилителей без обратных связей возникает ряд противоречивых требований, разрешение которых требует от конструктора значительного опыта.

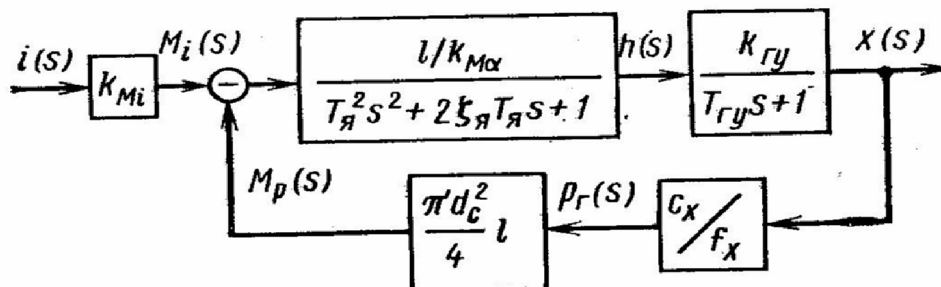


Рисунок 4.3 — Структурная схема линейаризованной модели электрогидроусилителя без обратной связи [2]

Еще одним недостатком такого электрогидроусилителя является то, что для преодоления сил, вызванных перепадом давления на торцах золотника, обусловленных жесткостью центрирующих золотник пружин, необходимо увеличивать мощность электромеханического преобразователя, что влечет за собой увеличение массы его якоря, увеличение индуктивности обмоток управления, следовательно,—уменьшение быстродействия электромеханического преобразователя и электрогидроусилителя в целом.

Так как перемещение золотника гидрораспределителя определяется перепадной характеристикой гидрораспределителя сопло-заслонка, зависящей от давления питания, подводимого к нему, то коэффициент усиления всего двухкаскадного электрогидроусилителя будет зависеть от давления питания, если не использовать в этом случае редукционный клапан.

Для обеспечения линейности статических характеристик такого электрогидроусилителя необходимо, чтобы линейными характеристиками обладал и электромеханический преобразователь, и гидроусилитель. В этом случае предъявляются особенно жесткие требования к линейности характеристики перемещения преобразователя.

Контрольные вопросы для самопроверки.

— Как правило, гидравлической ступенью предварительного усиления сигналов в ЭГУ служит:

- а — струйная трубка;
- б — сопло-заслонка;
- в — ЭМП.

— Основным достоинством двухкаскадного электрогидроусилителя является:

- а — простота изготовления и регулировки;
- б — обеспечение линейной перепадной характеристики;
- в — жесткие требования к величине коэффициента усиления гидроусилителя при изменении давления питания.

— Устройством, служащим для понижения давления питания, подводимого к гидрораспределителю сопло—заслонка с целью уменьшения утечек через сопла (непроизводительного расхода) и обеспечения при этом линейной перепадной характеристики может служить:

- а — постоянный дроссель;
- б — специальный редукционный клапан;
- в — регулируемый дроссель.

– Введение в конструкцию механической или электрической обратной связи между золотником и заслонкой приводит к:

а — повышению точности работы ЭГУ;

б — повышению быстродействия ЭГУ;

в — понижению точности ЭГУ.

– Фильтр 2 (см. рисунок 4.1) служит для:

а — очистки рабочей жидкости от загрязняющих микрочастиц;

б — защиты от попадания рабочей жидкости в ЭМП;

в — для создания дополнительного гидравлического сопротивления.

Лекция № 5

Гидравлические усилители мощности. Электрогидравлические усилители с обратной связью.

ЭГУ, схема которого показана на рисунке 5.1, имеет механическую обратную связь от золотника к заслонке. Эта связь осуществляется посредством тонкого упругого стержня 2, один конец которого закреплен на заслонке 1, а другой соприкасается с золотником 3.

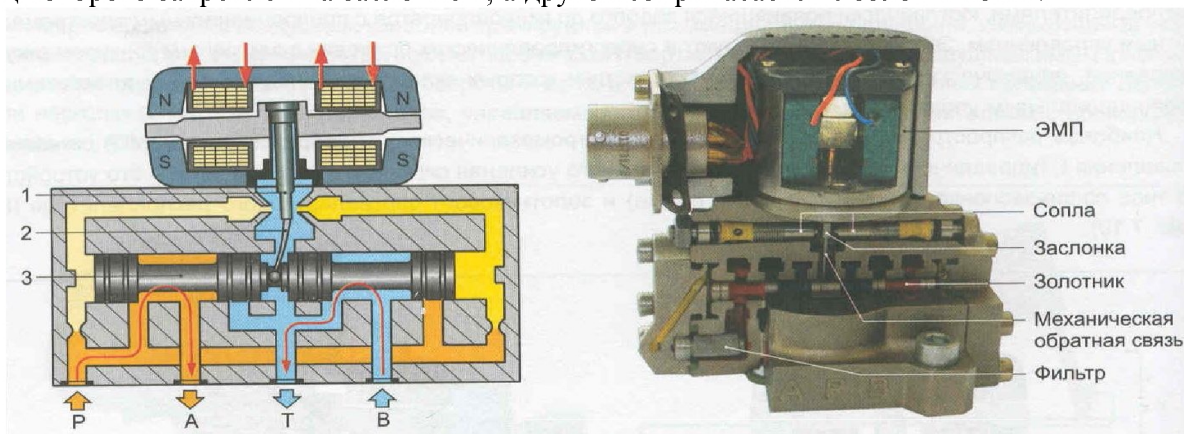


Рисунок 5.1 — ЭГУ с механической обратной связью [1]

Отклонение заслонки 1 от среднего положения сопровождается смещением золотника 3, вместе с которым перемещается и нижний конец упругого стержня 2. При изгибе стержня 2 к заслонке 1 прикладывается момент, уравнивающий после определенного смещения золотника 3 электромагнитный момент, приложенный к верхнему концу заслонки. В результате наступает равновесие элементов ЭГУ, при котором проходящему через обмотки управления электрическому току соответствует требуемое смещение золотника 3 от среднего положения.

Электрическая обратная связь в ЭГУ осуществляется посредством индуктивных датчиков положения, контролирующих текущее положение золотника (рисунок 5.2).

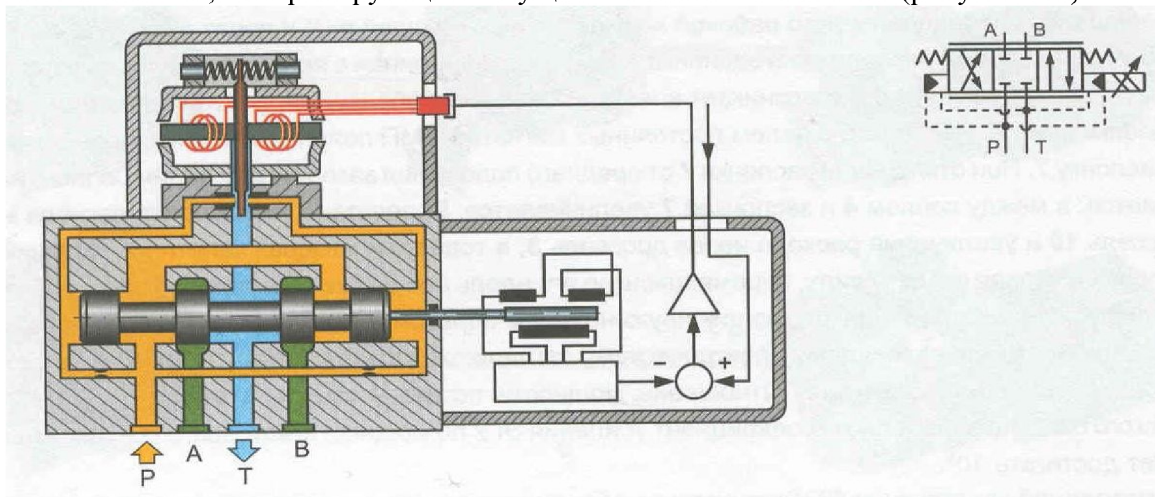


Рисунок 5.2 — ЭГУ с электрической обратной связью [1]

Электрический сигнал управления, значение которого соответствует требуемому положению золотника, подается на встроенный усилитель, который управляет электромеханическим преобразователем. Датчик положения, питаемый через осциллятор, фиксирует действительное положение золотника, значение которого сравнивается с заданным входным сигналом в узле суммирования. Усилитель подает сигнал управления на ЭМП пока заданное и действительное значения положения золотника не станут одинаковыми.

Введение обратной связи по положению уменьшает чувствительность электрогидроусилителя к нагрузкам, действующим на выходной элемент, и увеличивает быстродействие благодаря исключению постоянной времени, обусловленной сжимаемостью жидкости. Электрогидравлические усилители с обратной связью по положению по виду применяемого гидроусилителя делят на усилители с кинематической, гидромеханической и силовой обратной связью по положению.

Электрогидроусилители с гидромеханической обратной связью по положению. Схема одного из таких электрогидроусилителей приведена на рисунке 3.

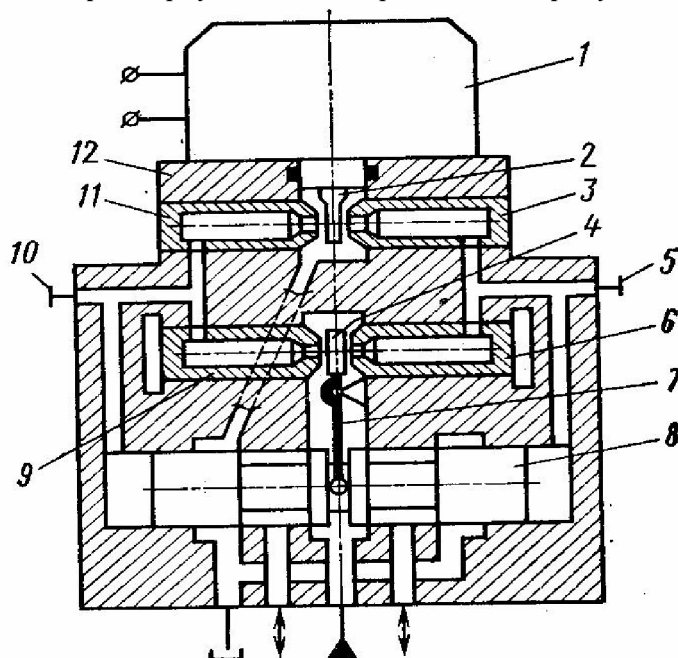


Рисунок 5.3 — Схема двухкаскадного электрогидравлического усилителя мощности с гидромеханической обратной связью [2]

Она включает: электромеханический преобразователь 1; гидрораспределитель сопло — заслонка, состоящий из четырех сопел 3, 6, 9 и 11 и двух заслонок 2 и 4; золотниковый дросселирующий гидрораспределитель 8; рычаг 7 обратной связи. Все элементы электрогидроусилителя смонтированы в корпусе 12. Конструкция также содержит технологические заглушки 5 и 10 для установки манометров во время настройки электрогидроусилителя.

Когда ток управления в обмотках преобразователя 1 отсутствует, все подвижные элементы электрогидроусилителя находятся в нейтральном положении. При этом гидравлические сопротивления соответствующих пар регулируемых дросселей сопло — заслонка равны. При подаче тока управления заслонка 2 под действием электромагнитных сил смещается из нейтралы, изменяются соответственно гидравлические сопротивления сопел 3 и 11, а золотник гидрораспределителя 8 начинает двигаться. При этом золотник увлекает за собой нижний конец рычага 7 обратной связи, заслонка 4 смещается из нейтралы на величину, пропорциональную смещению золотника гидрораспределителя 8, изменяя соответственно гидравлическое сопротивление сопел 6 и 9. Как только отношения гидравлических сопротивлений сопел 3 и 6, а также 11 и 9 станут равны, золотник распределителя 8 остановится. Таким образом, положение золотника гидрораспределителя 8 определяется положением заслонки 2, следовательно, величиной тока в обмотках управления электромеханического преобразователя.

Пренебрегая силами, действующими на золотник, а следовательно, и силовым воздействием струй на заслонки, передаточную функцию электромеханического преобразователя можно представить в виде

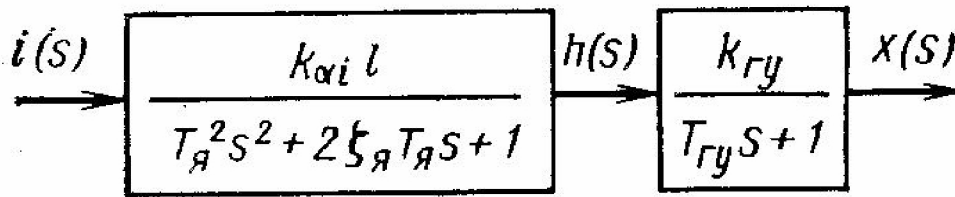
$$\frac{\alpha(s)}{i(s)} = \frac{k_{Mi}/k_{M\alpha}}{T_{я}^2 s^2 + 2\zeta_{я} T_{я} s + 1} = \frac{k_{\alpha i}}{T_{я}^2 s^2 + 2\zeta_{я} T_{я} s + 1}, \quad (5.1)$$

так как $M_h(s) = 0$.

Передаточную функцию гидроусилителя можно записать в операторном виде

$$\frac{x(s)}{h(s)} = \frac{l_1/l_2}{(l_1 f_x / l_2 k_{qh}) s + 1} = \frac{k_{gy}}{T_{gy} s + 1}. \quad (5.2)$$

На рисунке 5.4 приведена структурная схема электрогидравлического усилителя с гидромеханической обратной связью по положению, построенная на основании уравнений (5.1)



и (5.2).

Рисунок 5.4 — Структурная схема линейаризованной модели электрогидроусилителя с гидромеханической обратной связью [2]

Анализ структурной схемы показывает, что такой электрогидроусилитель содержит два последовательно соединенных динамических звена. Поэтому всякое изменение характеристик любого из этих звеньев отразится на регулировочных характеристиках всего электрогидроусилителя, как это имело место и в двухкаскадном электрогидроусилителе без обратной связи. Как и в электрогидроусилителях без обратной связи, к элементам электрогидроусилителя с гидромеханической обратной связью предъявляются жесткие требования по линейности их статических характеристик. Оба эти электрогидроусилителя имеют еще один недостаток, заключающийся в том, что при подаче малых величин токов управления заслонка смещается на малые величины. Это приводит к появлению малых перестановочных усилий на золотнике, что обусловлено невысокой крутизной перепадной характеристики гидрораспределителя сопло — заслонка. Поэтому небольшое увеличение контактного трения в золотнике приведет к появлению значительной зоны нечувствительности в статической характеристике электрогидравлического усилителя.

Электрогидравлические усилители с силовой обратной связью по положению. Недостатки электрогидроусилителей с гидромеханической обратной связью по положению и двухкаскадных электрогидроусилителей без обратной связи по положению отсутствуют у электрогидроусилителей с силовой обратной связью по положению (рисунок 5.5).

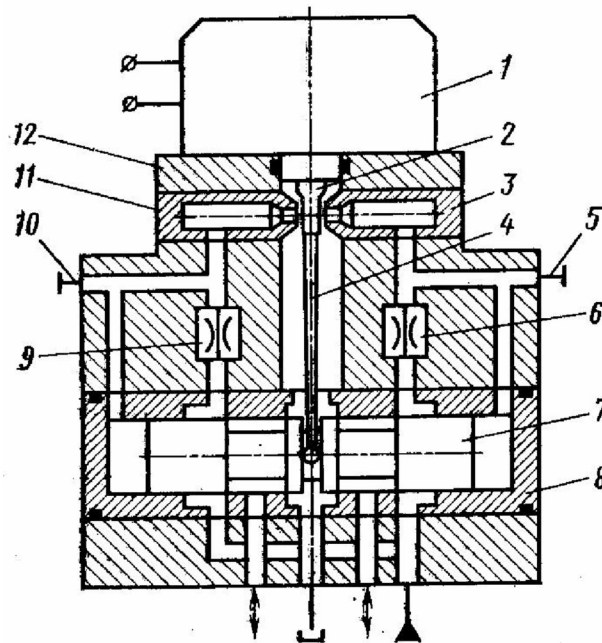


Рисунок 5.5 — Схема двухкаскадного электрогидравлического усилителя мощности с силовой обратной связью по положению [2]

На корпусе 12 монтируются основные элементы: электромеханический преобразователь 1; гидрораспределитель сопло — заслонка, состоящий из сопел 3 и 11, заслонки 2 и постоянных дросселей 6 и 9; золотниковый дросселирующий гидрораспределитель, состоящий из золотника 7 и гильзы 8. На торце заслонки 2 жестко закреплена плоская консольная пружина 4. На ее свободном конце закреплена сфера, которая с малым зазором 2—5 мкм размещается в кольцевой проточке золотника 7. Технологические заглушки 5 и 10 служат для подключения манометров во время настройки электрогидроусилителя.

При подаче тока в обмотки управления электромеханического преобразователя 1 заслонка 2, преодолевая жесткость пружины 4 обратной связи, смещается из нейтрального положения. Это приводит в движение золотник 7, который, увлекая за собой нижний конец пружины 4 обратной связи, создает момент на валу преобразователя, пропорциональный величине его смещения из нейтрала. Этот момент складывается с моментом сил, обусловленным током управления. Как только эти моменты сравняются, заслонка 2 возвратится в нейтральное положение и золотник 7 остановится.

Таким образом, положение золотника электрогидроусилителя определяется только моментом электромагнитных сил, обусловленных величиной тока в обмотках управления преобразователя.

Уравнение расходов гидрораспределителя при пренебрежении силами, действующими на золотник, в том числе и силой, обусловленной жесткостью пружины обратной связи, имеет вид

$$k_{Qh}h = \dot{f}_x \frac{dx}{dt}$$

или в изображениях после соответствующих преобразований

$$\frac{x(s)}{h(s)} = \frac{k_{Qh}/\dot{f}_x}{s}. \quad (5.3)$$

Момент нагрузки на валу электромеханического преобразователя обусловлен положением золотника относительно нейтрала

$$M_n(s) = M_x(s) = k_{Mx}x(s). \quad (5.4)$$

На основании уравнений (5.3) и (5.4) построена структурная схема электрогидроусилителя с силовой обратной связью по положению, которая приведена на

рисунке 5.6. Из схемы видно, что электрогидроусилитель имеет астатизм первого порядка и охвачен глубокой отрицательной обратной связью. Поэтому для обеспечения линейной зависимости между перемещением золотника и током управления необходимо обеспечить линейность только моментной характеристики электромеханического преобразователя. Отклонение от линейности характеристик остальных элементов, входящих в прямую цепь замкнутого контура, на линейности статических характеристик электрогидроусилителя не сказывается. В результате коэффициент усиления электрогидравлического усилителя с силовой обратной связью по положению не зависит от давления питания и

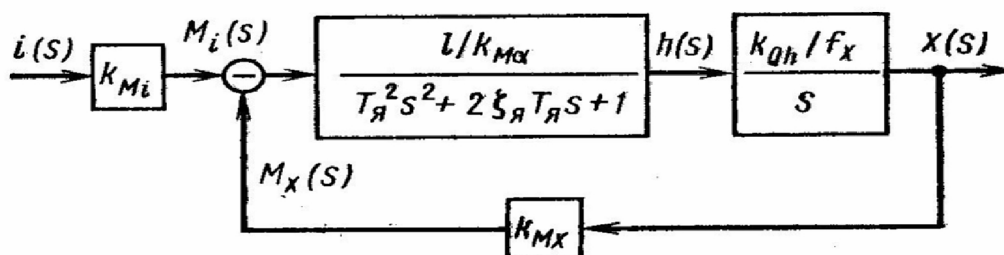


Рисунок 5.6 — Структурная схема линейризованной модели электрогидроусилителя с силовой обратной связью по положению

температуры, если изменение последней не влияет на коэффициент крутизны моментной характеристики преобразователя.

В реальных электрогидроусилителях, построенных по такой схеме, в переходном процессе максимальное перемещение заслонки достигается при приращении тока управления, составляющем 5—20% его максимального значения. Это позволяет увеличивать рабочий ход заслонки до значений, соизмеримых с величиной начального зазора между соплами и заслонкой, что обеспечивает более полное использование подводимой к гидроусилителю энергии рабочей жидкости. Кроме того, благодаря возможности получения максимальных усилий, действующих на золотник, уменьшается влияние сил контактного трения золотника на зону нечувствительности статической характеристики электрогидроусилителя. Полностью устранить влияние этих сил не удастся, так как создаваемый этими силами перепад давления на торцах золотника через отверстия в соплах воздействует на заслонку и передается на вал электромеханического преобразователя в виде дополнительного момента. Поскольку этот момент сил прикладывается с отрицательным знаком (отрицательная обратная связь по давлению нагрузки на золотнике), то золотник не доходит до требуемого положения, определяемого величиной электромагнитного момента.

Исключить влияние отрицательной обратной связи по давлению нагрузки в исполнительных гидролиниях первого каскада гидравлического усилителя можно путем применения вместо гидрораспределителя сопло—заслонка гидрораспределителя со струйной трубкой. Широкое распространение получают двухкаскадные электрогидроусилители с силовой обратной связью по положению, в которых в качестве первого каскада гидравлического усиления применяются гидрораспределители со струйной трубкой и струйные гидрораспределители с механическим отклонением струи.

Применение для этих целей гидрораспределителей со струйной трубкой, помимо исключения вредного влияния отрицательной обратной связи по давлению нагрузки в исполнительных гидролиниях первого каскада усиления, позволяет решить проблему дрейфа нуля при изменении температуры рабочей жидкости.

Дрейф нуля при изменении температуры рабочей жидкости в гидрораспределителях сопло — заслонка обусловлен неравномерным изменением коэффициента расхода его гидродросселей при изменении режима течения, так как гидродроссели, изготовленные даже в одинаковых условиях, имеют различную микрогеометрию из-за влияния допусков и разную микрошероховатость поверхностей дросселирующих отверстий и каналов. Уменьшению влияния температуры рабочей жидкости на уход нуля в гидрораспределителях сопло —

заслонка способствуют высокая точность изготовления и селективный подбор их элементов после экспериментального определения проливочных характеристик в различных температурных условиях. Для гидрораспределителей со струйной трубкой эта задача решается проще, так как стабильность нуля их характеристик заложена в принципе их действия.

Общим недостатком рассмотренных электрогидроусилителей является уменьшение скорости золотника с появлением сил, препятствующих его движению, что объясняется дроссельным эффектом. Дроссельный эффект заключается в изменении расхода в исполнительных гидролиниях распределителя при изменении давления нагрузки. Это явление при увеличении сил, препятствующих движению золотника, уменьшает его скорость, что снижает быстродействие электрогидроусилителя.

В электрогидроусилителях, предназначенных для управления мощными потоками рабочей жидкости, воздействие сил на золотник оказывается существенным. Для уменьшения их влияния обычно идут на увеличение каскадов гидравлического усиления до трех, если не удастся снизить их величину за счет конструктивных мер. Это усложняет конструкцию электрогидроусилителей, увеличивает стоимость и сложность регулировки.

Контрольные вопросы для самопроверки.

- 1) Введение обратной связи по положению:
 - а - уменьшает чувствительность электрогидроусилителя к нагрузкам;
 - б - увеличивает быстродействие благодаря исключению постоянной времени;
 - в - увеличивает чувствительность электрогидроусилителя к нагрузкам.
- 2) Положение золотника гидрораспределителя в ЭГУ с гидромеханической обратной связью определяется:
 - а - величиной тока в обмотках управления электромеханического преобразователя;
 - б - величинами гидравлических сопротивлений сопел;
 - в - положением рычага обратной связи.
- 3) Передаточная функция гидроусилителя с гидромеханической обратной связью представляет собой:
 - а - апериодическое звено;
 - б - колебательное звено;
 - в - реально дифференцирующее звено.
- 4) Передаточная функция ЭМП гидроусилителя с гидромеханической обратной связью представляет собой:
 - а - колебательное звено;
 - б - интегрирующее звено;
 - в - инерционное звено.
- 5) Положение золотника электрогидроусилителя с силовой обратной связью по положению определяется:
 - а - величиной тока в обмотках управления ЭМП;
 - б - величинами гидравлических сопротивлений сопел;
 - в - положением рычага обратной связи.

Лекция № 6

Гидравлические приводы. Гидроприводы с дроссельным регулированием.

Гидропривод, в котором изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулирующим гидроаппаратом, называют гидроприводом с дроссельным управлением. В качестве регулирующих аппаратов применяются регулируемые дроссели, регуляторы расхода и дросселирующие распределители.

В гидроприводах с дроссельным управлением используются насосы постоянной подачи. Расход жидкости, поступающей в гидродвигатель, определяется пропускной способностью регулирующего аппарата.

В гидроприводах с дроссельным управлением могут быть реализованы все три вида движения: поступательное, вращательное и поворотное. Циркуляция рабочей жидкости осуществляется обычно по разомкнутой схеме.

Гидроприводы с последовательным расположением дросселя

Последовательное расположение дросселя соответствует установке дросселя в напорной или сливной гидролинии привода, т.е. «на входе» или «на выходе» из гидродвигателя.

Рассмотрим принцип действия и основные статические характеристики гидропривода с регулируемым дросселем, установленным «на входе» в гидродвигатель. В качестве двигателя возьмем, например, гидроцилиндр, понимая, что вид гидродвигателя не оказывает влияния на характеристики гидропривода, связанные с регулированием скорости.

Принципиальная схема такого гидропривода показана на рисунке 6.1. Регулируемый дроссель ДР установлен в напорной гидролинии насоса Н перед направляющим распределителем Р. Скорость движения поршня гидроцилиндра Ц определяется расходом рабочей жидкости, поступающим в него, т.е. расходом, прошедшим через дроссель. При изменении площади проходного сечения дросселя происходит регулирование скорости движения поршня. Так как пропускная способность дросселя ограничена перепадом давления на нем и его проходным сечением, а подача насоса постоянна, излишки расхода направляются на слив через клапан давления К, работающий в режиме переливного, клапана. Поэтому с целью уменьшения потерь мощности в клапане необходимо чтобы подача насоса не превышала максимальной пропускной способности дросселя.

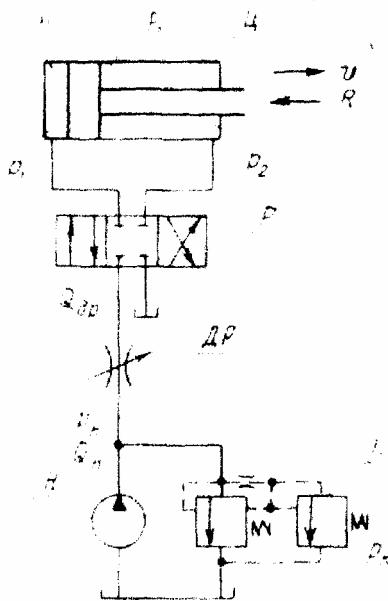


Рисунок 6.1 - Принципиальная схема гидропривода с дросселем «на входе» [3]

Рассмотрим основные статические характеристики гидропривода. Вначале установим соответствие между давлениями в отдельных точках гидросистемы и нагрузкой, преодолеваемой гидроприводом.

Из уравнения равновесия поршня гидроцилиндра без учета механических потерь следует, что

$$p_1 F = p_2 F_1 + R, \quad (6.1)$$

где p_1 и p_2 — давления в полостях гидроцилиндра; F , F_1 - рабочие площади. Перейдя от полной нагрузки R на штоке гидроцилиндра к удельной $r = R/F$, имеем

$$p_1 = \frac{E_1}{F} p_2 - r, \quad (6.2)$$

Давление p_2 определяется сопротивлением сливной гидролинии. С целью акцентирования внимания на потерях энергии за счет способа регулирования скорости в дальнейшем не учитываются потери давления в гидролиниях и направляющей аппаратуре. Поэтому можно положить $p_2 \sim 0$. Давление в рабочей полости гидроцилиндра определяется нагрузкой и прямо пропорционально ей.

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p_{др} = p_n - p_1, \quad (6.3)$$

также определяется нагрузкой на штоке гидроцилиндра, так как давление в напорной линии насоса p_n определяется настройкой клапана K .

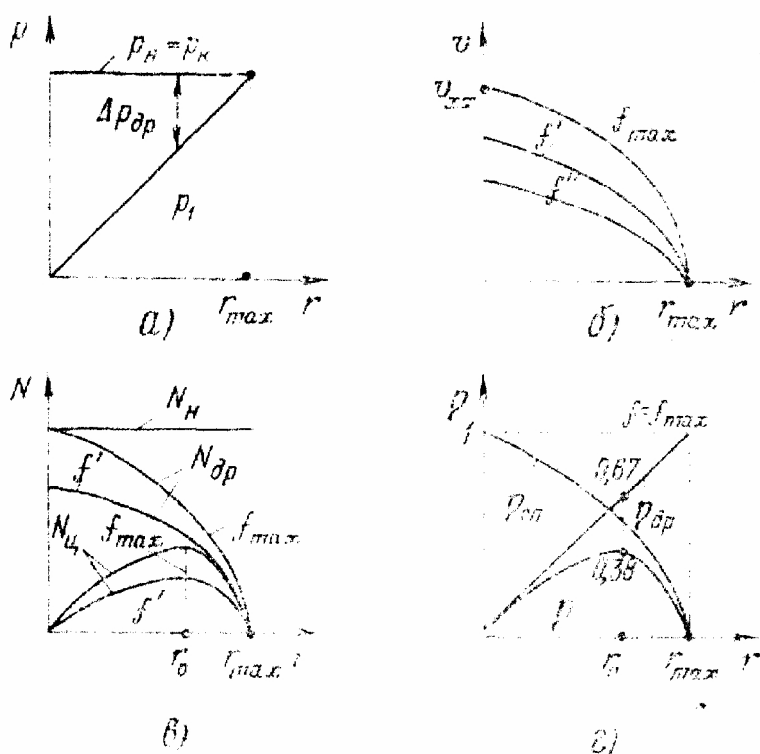


Рисунок 6.2 - Статические характеристики гидропривода с дросселем «на входе» [3]

Поэтому если учесть, что давление перед напорным клапаном, работающим в режиме переливного клапана, мало меняется в зависимости от идущего на слив расхода жидкости [4], то можно считать

$$p_u = p_k = const$$

Характер изменения давлений от нагрузки с учетом принятых допущений показан на рис. 4.2, а. Из графика следует, что наибольшая удельная нагрузка, которую привод может преодолеть, с учетом перечисленных выше допущений равна

$$r_{\max} = p_{\kappa}$$

Следует также отметить, что перепад давления на дросселе, особенно при малых нагрузках, достигает больших значений. Тем самым создаются благоприятные условия для возникновения облитерации в рабочей щели дросселя.

Скорость движения поршня гидроцилиндра v определяется расходом жидкости через дроссель

$$v = Q_{dp} / F$$

Предположив, что применен турбулентный дроссель, и с учетом зависимостей (6.2) и (6.3), имеем

$$v = \frac{\mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{F} \sqrt{p_{\kappa} - r}, \quad (6.4)$$

где f — площадь проходного сечения дросселя, ρ — плотность рабочей жидкости.

Нагрузочная характеристика привода изображена на рисунке 6.2, б. Зависимость $y = f(r)$ является параболой и свидетельствует о малой жесткости гидропривода с дроссельным управлением. При $r = r_{\max}$ происходит торможение поршня гидроцилиндра, в связи с чем эта нагрузка называется нагрузкой торможения. Характеристики построены при $f' < f' < f'_{\max}$. Максимальное значение скорости при $f = f_{\max}$ называется скоростью холостого хода v_{xx} , так как нагрузка на приводе в этом режиме работы равна нулю.

Мощность, потребляемая насосом, без учета потерь или входная мощность в гидроприводе

$$N_n = p_n Q_n \quad (6.5)$$

есть постоянная величина, не зависящая ни от нагрузки на штоке, ни от скорости его перемещения.

Мощность, развиваемая гидроцилиндром, или выходная мощность гидропривода, определяется выражением

$$N_{\eta} = r F v \quad (6.6)$$

Подставив в (6.6) уравнение (6.4), получим

$$N_{\eta} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} r \sqrt{p_{\kappa} - r} \quad (6.7)$$

При удельных нагрузках $r = 0$ и $r = r_{\max}$ выходная мощность равна нулю.

Определим нагрузку r_0 , при которой выходная мощность будет максимальной, из условия

$$\frac{\partial N_{\eta}}{\partial r} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{\partial (r \sqrt{p_{\kappa} - r})}{\partial r} = 0,$$

$$\sqrt{p_{\kappa} - r} - \frac{r}{2\sqrt{p_{\kappa} - r}} = 0,$$

откуда имеем

$$r_0 = \frac{2}{3} p_{\kappa} = \frac{2}{3} p_{\max} \quad (6.8)$$

Мощность потока жидкости, подводимого к дросселю, равна

$$N_{dp} = p_n Q_{dp} = p_n \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_{\kappa} - p_l) \quad (6.9)$$

На рисунке 6.2, в показаны графические зависимости перечисленных мощностей от удельной нагрузки.

Рассмотрим потери в гидроприводе, связанные с самим принципом дроссельного управления, т.е. без учета потерь в насосе, гидроцилиндре, напорной и сливной гидролиниях. КПД привода в этом случае составит

$$\eta = N_u / N_n \quad (6.10)$$

Введем две составляющие КПД привода (КПД дросселя η_{op} и КПД системы питания η_{cn})
КПД дросселя равен

$$\eta_{op} = \frac{r}{p_n} = 1 - \frac{\Delta p_{op}}{p_n} \quad (6.11)$$

Таким образом, КПД дросселя численно равен отношению перепада давления в полостях гидродвигателя, необходимого для преодоления нагрузки, к давлению в напорной линии насоса. Этот КПД равен нулю при $r = 0$ и достигает единицы при заторможенном двигателе (рис. 6.2, г). При максимальной мощности, развиваемой гидродвигателем, $\eta_{op} = 0,67$.

КПД системы питания с учетом (6.5), (6.9) и принятого выше условия выбора подачи насоса равен

$$\eta_{cn} = \frac{Q_{op}}{Q_n} = \frac{f}{f_{max}} \frac{\sqrt{p_n - r}}{\sqrt{p_n}}$$

откуда

$$\eta_{cn} = \frac{f}{f_{max}} \sqrt{1 - \frac{r}{p_n}} \quad (6.12)$$

Таким образом, КПД системы питания показывает насколько полезно используется подача насоса, он численно равен отношению скорости перемещения выходного звена гидродвигателя к его максимальной скорости, определяемой подачей насоса, и зависит от нагрузки на гидродвигателе.

Общий КПД привода составляет

$$\eta = \eta_{op} \eta_{cn} = \frac{f}{f_{max}} \frac{r}{p_n} \sqrt{1 - \frac{r}{p_n}} \quad (6.13)$$

Так как входная мощность N_n не зависит от нагрузки, наибольшее значение КПД привода будет иметь при $r = r_0$

$$\eta_{max} = 0,38 \frac{f}{f_{max}},$$

что говорит о том, что наибольшее значение КПД при полностью открытом дросселе равно примерно 38%.

Рассматривая характеристики гидропривода с дроссельным управлением с дросселем «на входе» в целом следует отметить следующие его преимущества:

- 1) простота используемых устройств и системы управления, их низкая стоимость;
- 2) возможность регулирования скорости в широком диапазоне ее изменения;
- 3) возможность питания от одного насоса нескольких гидродвигателей;
- 4) плавное трогание с места выходного звена ввиду демпфирующих свойств дросселя.

К недостаткам привода следует отнести:

- 1) низкий КПД и, следовательно, большие тепловыделения;
- 2) зависимость скорости выходного звена гидропривода от нагрузки;
- 3) невозможность осуществления движения с устойчивыми малыми скоростями при небольших нагрузках из-за зарастивания дроссельной рабочей щели;
- 4) возможность восприятия только встречных нагрузок на гидродвигателе из-за отсутствия подпора в сливной гидролинии.

Если требуется восприятие знакопеременных или попутных нагрузок, направленных по направлению скорости движения выходного звена гидродвигателя, применяют гидроприводы с дросселем устанавливаемым на «выходе» (рисунок 6.3, а).

В таком гидроприводе регулируемый дроссель ДР устанавливается в сливной гидролинии гидродвигателя, например, цилиндра Ц, за направляющим распределителем Р.

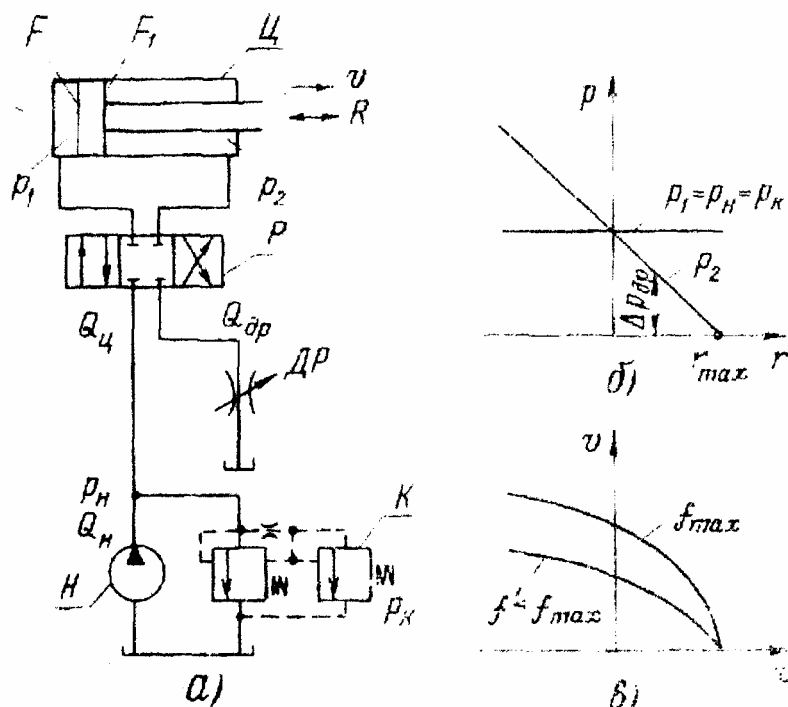


Рисунок 6.3 - Принципиальная схема и характеристики гидропривода с дросселем «на выходе»

Как и в приводе с дросселем «на входе» насос Н работает при постоянном давлении, поддерживаемом и определяемом клапаном К.

Из уравнения равновесия поршня гидроцилиндра получим

$$p_2 = p_1 \frac{F}{F_1} - \frac{R}{F_1} = p_n \frac{F}{F_1} - r_1, \quad (6.14)$$

где $r = R / F_1$.

В графическом виде зависимости давлений в гидросистеме от удельной нагрузки на штоке показаны на рис. 6.3 б. При попутной нагрузке давление p_2 растет и теоретически неограниченно. Максимальная встречная нагрузка $r_{\max}$, которую может преодолеть гидропривод, имеет место при $p_2 = 0$

$$r_{\max} = p_n \frac{F}{F_1}$$

Скорость движения поршня гидроцилиндра определяется расходом, проходящим через дроссель $Q_{др}$, который определяет расход, поступающий в гидроцилиндр $Q_{ц}$. В общем виде они связаны выражением

$$Q_{др} = Q_{ц} \frac{F_1}{F}$$

С учетом (6.14) перепад давления на дросселе равен

$$\Delta p_{др} = p_2 = p_n \frac{F}{F_1} - r_1$$

а скорость определяется по формуле

$$v = \frac{\mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_k \frac{F}{F_1} - r_1 \right)}}{F_1} \quad (6.15)$$

Нагрузочная характеристика гидропривода показана на рис. 6.3, в. Характеристики мощности и КПД имеют тот же вид, что и в гидроприводе с дросселем «на входе».

Таким образом, установка дросселя «на выходе» из гидродвигателя позволила получить двухстороннюю жесткость привода. Кроме того, обеспечивается более плавное движение выходного звена гидродвигателя, так как в его сливной полости существует высокое давление, и, следовательно, сжимаемость жидкости из-за наличия нерастворенного воздуха будет меньше. Благоприятным моментом является и то, что тепло, выделяемое в дросселе, отводится непосредственно в гидробак, т.е. не нагревает гидродвигатель и соединенный с ним рабочий орган машины. Вместе с тем страгивание с места выходного звена гидродвигателя не будет плавным, так как подводящая гидролиния не содержит дросселя, обеспечивающего демпфирование.

Небольшой подпор в сливной гидролинии двигателя может быть создан и в гидроприводе с дросселем «на входе» за счет установки в ней подпорного клапана. При этом возможно восприятие и некоторых попутных нагрузок. Однако надо учитывать, что КПД привода будет уменьшен на величину, определяемую потерями в клапане.

Гидроприводы с параллельным расположением дросселя

Параллельное расположение дросселя соответствует установке дросселя между напорной линией насоса и сливной линией гидродвигателя.

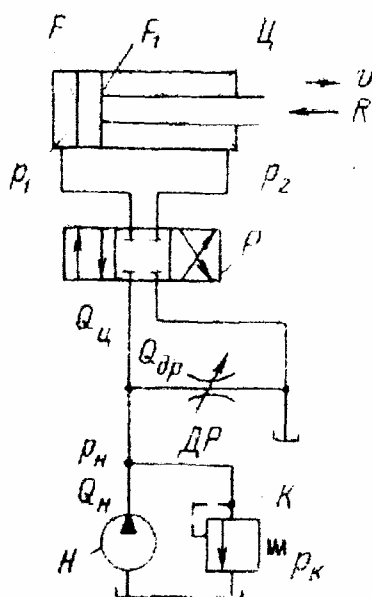


Рисунок 6.4 - Принципиальная схема гидропривода с параллельным дросселем [3]

Принципиальная схема гидропривода, выполненного по этой схеме, показана на рисунке 6.4. Расход жидкости Q_n , подаваемый в систему насосом Н, разделяется на два потока, один из которых, $Q_{ц}$ через направляющий распределитель Р поступает в гидроцилиндр Ц, а другой $Q_{др}$ — через дроссель ДР идет на слив. Следовательно, расход жидкости, поступающий в гидроцилиндр, равен

$$Q_{ц} = Q_n - Q_{др} \quad (6.16)$$

В данном гидроприводе напорный клапан К работает в режиме предохранительного клапана, т.е. он ограничивает лишь значение максимального давления в системе, в отличие от гидропривода с последовательным расположением дросселя, где клапан работал в режиме переливного клапана. Здесь же слив «лишнего» расхода жидкости идет через сам дроссель.

Основные характеристики гидропривода с параллельным расположением дросселя приведены на рис. 6.5.

Давление в штоковой полости гидроцилиндра определяется из выражения (6.2). Если пренебречь давлением в сливной гидролинии, то можно выделить главную особенность рассматриваемого гидропривода. Насос работает при переменном давлении, пропорциональном нагрузке на выходном звене гидродвигателя

Максимальная нагрузка, воспринимаемая гидроприводом ограничивается предельным давлением в напорной гидролинии, определяемым настройкой напорного клапана:

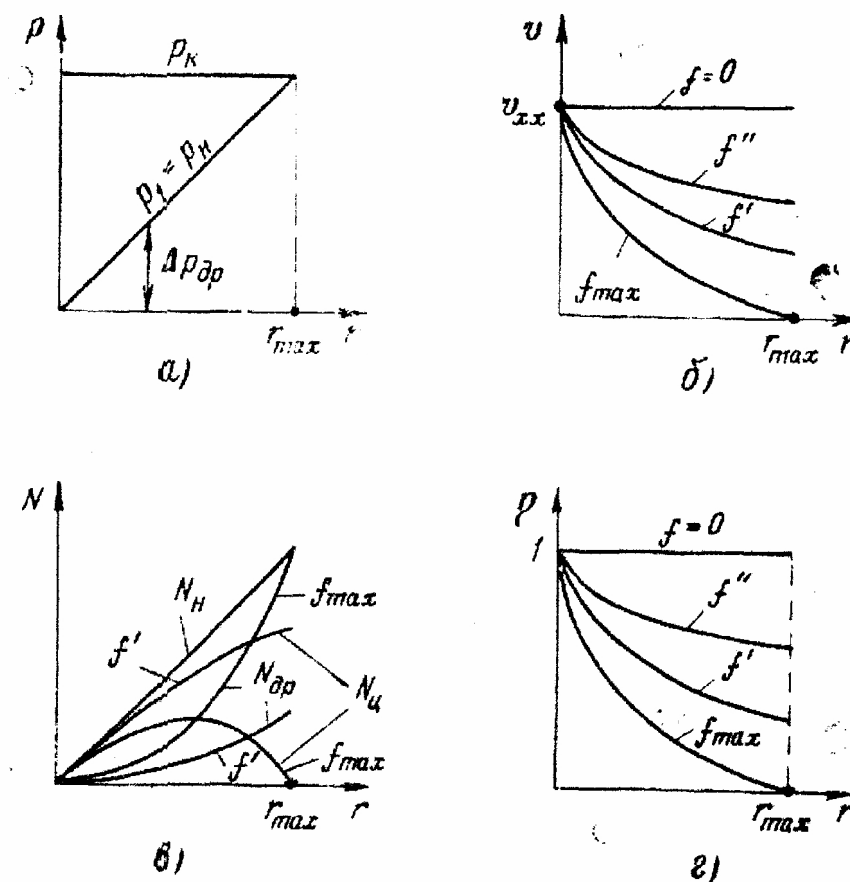


Рисунок 6.5 - Статические характеристики гидропривода с параллельным дросселем [3]

Из характеристики (рисунок 6.5, а) следует, что в режиме малых нагрузок облитерационные явления будут проявляться в меньшей степени, так как перепад давления на дросселе становится меньше. В этом также состоит отличие рассматриваемого привода от гидропривода с последовательно расположенным дросселем. Скорость движения поршня

$$v = \frac{Q_n - \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{dp}}}{F} = \frac{Q_n}{F} - \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{r} \quad (6.17)$$

При закрытом дросселе ($f = 0$) скорость максимальна и составляет $v_{xx} = Q_n / F$. С увеличением проходного сечения дросселя и увеличением нагрузки скорость уменьшается (рис. 6.5, б). Максимальная площадь проходного сечения дросселя должна быть такой, чтобы весь расход насоса прошел на слив при максимальном перепаде давления на дросселе, т.е.

$$Q_i = Q_{\text{доп max}} = \mu f_{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{\rho} r_{\text{max}}} \quad (6.18)$$

Мощность, потребляемая насосом (потери в насосе не учитываются), равна

$$N_n = p_n Q_n = r Q_n, \quad (6.19)$$

т.е. насос потребляет от приводного двигателя, мощность, пропорциональную нагрузке на гидродвигателе.

Мощность, теряемая на дросселе, равна

$$N_{dp} = \Delta p_{dp} Q_{dp} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} r^{3/2} \quad (6.20)$$

Мощность, подводимая к гидродвигателю $N_{\text{ц}}$, а следовательно и выходная мощность, развиваемая гидроприводом, если не учитывать потери в гидродвигателе, равна

$$N_{\text{ц}} = N_n - N_{dp} = r \left(Q_n - \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{r} \right) \quad (6.21)$$

Исследование выражения (6.21) на максимум по параметру r показывает, что значение нагрузки, при которой $N_{\text{ц}} = N_{\text{ц max}}$ зависит от проходного сечения дросселя и может быть установлено в каждом конкретном случае. Зависимости мощностей от нагрузки приведены на рисунке 6.5, в.

КПД гидропривода с параллельно расположенным дросселем определяется только потерями в дросселе, так как через напорный клапан в нормальных режимах работы перелива жидкости нет,

$$\eta = \frac{N_{\text{ц}}}{N_n} = 1 - \frac{N_{dp}}{N_n}$$

Подставив выражения (4.19) и (4.20), получим

$$\eta = 1 - \frac{\mu f}{Q_n} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{r} \quad (6.22)$$

Графические зависимости КПД от удельной нагрузки показаны на рисунке 6.5, г, где $f_{\text{max}} > f' > f''$.

Из рассмотренных характеристик следует ряд преимуществ гидропривода с параллельно расположенным дросселем:

- 1) высокий КПД при малых нагрузках и высоких скоростях;
- 2) тепло, выделяемое в дросселе, вместе с рабочей жидкостью направляется на слив, не нагревая гидродвигатель и связанный с ним рабочий орган машины, например станка. Вместе с тем гидропривод не позволяет регулировать скорость при попутных нагрузках; подключать к одному насосу несколько гидродвигателей; при работе на малых скоростях, которые получаются при больших проходных сечениях дросселя, сказывается влияние неравномерности подачи насоса. С учетом этих особенностей гидропривод с параллельно расположенным дросселем применяется в автономных гидроприводах, работающих при больших скоростях движения и малых нагрузках.

Контрольные вопросы для самопроверки:

- 1) Гидропривод, в котором изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулирующим гидроаппаратом, называют:
 - а – гидроприводом с дроссельным управлением;
 - б – гидроприводом с объемным управлением;
 - в – гидроприводом с объемно-дроссельным регулированием;
- 2) В гидроприводах с дроссельным управлением используются:
 - а – насосы постоянной подачи;

- б – регулируемые насосы;
в – гидромоторы.
- 3) Скорость движения поршня гидроцилиндра v определяется:
а – расходом через дроссель, установленного последовательно в напорной магистрали;
б – площадью проходного сечения дросселя, установленного последовательно в сливной магистрали;
в – пропускной способностью фильтра, установленного перед насосом.
- 4) В режиме малых нагрузок облитерационные явления будут проявляться в меньшей степени для дросселя, установленного параллельно, так как:
а - перепад давления на дросселе становится меньше;
б - перепад давления на дросселе становится больше;
в - перепад давления на дросселе не меняется.
- 5) Преимуществами гидропривода с параллельным расположением дросселя являются:
а - высокий КПД при малых нагрузках и высоких скоростях;
б - тепло, выделяемое в дросселе, вместе с рабочей жидкостью направляется на слив, не нагревая гидродвигатель и связанный с ним рабочий орган машины;
в - гидропривод позволяет регулировать скорость при попутных нагрузках.

Гидроприводы, в которых изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется с помощью регулируемых гидромашин, называются гидроприводами с машинным управлением. Применяются три способа регулирования скорости: путем изменения рабочего объема насоса или гидромотора, а также путем изменения рабочих объемов обеих гидромашин. Рабочий объем гидромашин может изменяться либо вручную, либо с помощью управляющих устройств.

Поскольку регулирование скорости проходит без потерь на дросселирование потока рабочей жидкости (как это было в гидроприводах с дроссельным управлением), машинный способ управления является более экономичным. Поэтому гидроприводы с машинным управлением, как правило, не требуют мощных систем охлаждения рабочей жидкости и выполняются с замкнутым потоком, восполнение утечек в котором производится от вспомогательного насоса.

– Гидроприводы с регулируемым насосом

Гидропривод (рисунок 7.1) состоит из реверсивного регулируемого насоса H , соединенного по замкнутой схеме с нерегулируемым гидромотором M . Предохранительные клапаны

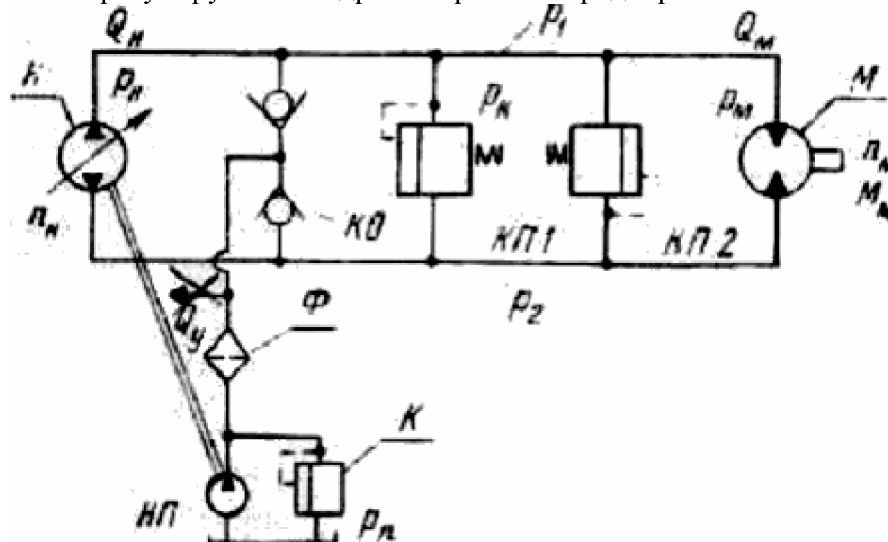


Рисунок 7.1 - Принципиальная схема гидропривода с регулируемым насосом [3]

$KП1$ и $KП2$ ограничивают максимальное давление в соответствующей напорной гидролинии до значения P_K . Подпиточный насос $НП$ расположен в корпусе основного насоса, их валы соединены между собой зубчатой передачей и приводятся в движение от одного приводящего двигателя. Давешние подпитки, составляющее обычно 0,8—1,1 МПа, определяется настройкой клапана давления K , работающего в режиме переливного клапана. Подача рабочей жидкости для восполнения утечек в гидромашинах производится во всасывающую гидролинию через один из обратных клапанов $КО$, второй клапан закрыт давлением напорной гидролинии. Источником подачи рабочей жидкости служит подпиточный насос $НП$, давление на выходе из которого P_n поддерживается переливным клапаном K . Избыточное давление во всасывающей гидролинии насоса улучшает условия всасывания, [Обеспечивая бескавитационный режим работы насоса и надёжное заполнение жидкостью его рабочих камер. От подпиточного насоса часть рабочей жидкости может отводиться потоком Q_y для питания гидравлических устройств изменения рабочего объема насоса.

Замкнутый поток рабочей жидкости позволяет осуществить реверс выходного звена гидродвигателя за счет изменения направления подачи насоса без использования направляющих распределителей.

Уравнение равновесия ротора гидромотора имеет следующий вид:

$$M_{MT} = M_{BH} + M_{TP} + M_{\Pi} \quad (7.1)$$

где M_{MT} — теоретический момент, развиваемый гидромотором, определяемый давлением напорной гидролинии; M_{BH} — момент, затрачиваемый на преодоление внешней нагрузки; M_{TP} — момент, затрачиваемый на преодоление механических потерь в гидромоторе; M_{Π} — момент, затрачиваемый на преодоление подпора в сливной гидролинии.

Подставив в (7.1) выражение для составляющих моментов, получим

$$\frac{p_1 V_{OM}}{2\pi} = M_{BH} + \frac{p_{M.mex} V_{OM}}{2\pi} + \frac{p_2 V_{OM}}{2\pi}$$

откуда связь между давлениями в гидроприводе без учета потерь в гидролиниях будет иметь следующий вид:

$$p_M = p_1 = p_H = \frac{M_{BH}}{V_{OM} / 2\pi} + p_{M.mex} + p_{\Pi} \quad (7.2)$$

где $p_{M.mex}$ — перепад давления, определяемый механическими потерями в гидромоторе; V_{OM} — рабочий объем гидромотора.

Из выражения (7.2) видно, что давление в напорной гидролинии определяется внешней нагрузкой на валу гидромотора и пропорционально ей. Зависимость давлений от удельной внешней нагрузки

$$r = 2\pi \frac{M_{BH}}{V_{OM}}$$

представлена на рисунке 7.2, а.

Наибольший момент от внешней нагрузки, который может преодолеть гидромотор, равен

$$M_{BH} = 2\pi \frac{p_K - p_{M.mex} - p_{\Pi}}{V_{OM}}$$

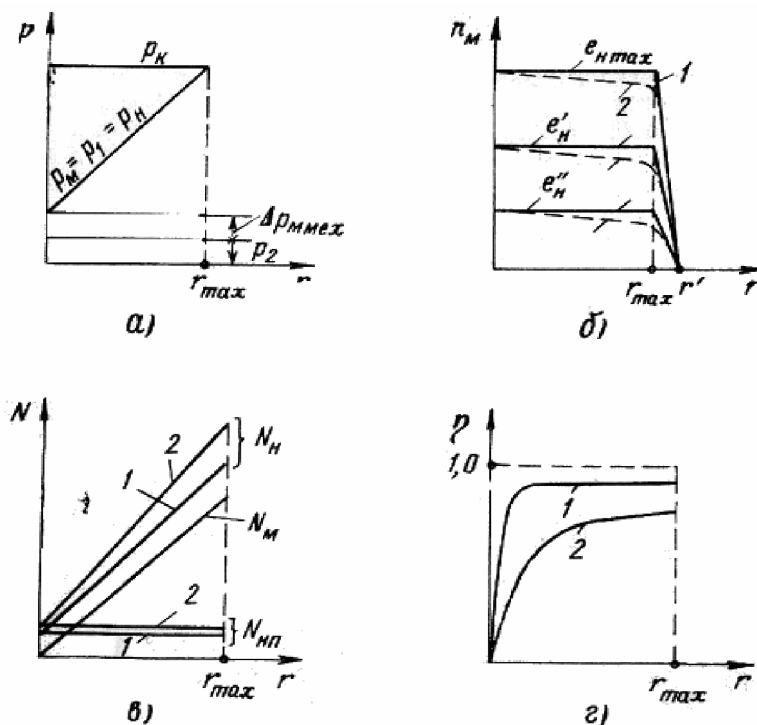


Рисунок 7.2 - Статические характеристики гидропривода с регулируемым насосом [3]

Представим рабочий объем насоса V_{OH} в виде

$$V_{OH} = V_{OH \max} e_H \quad (7.4)$$

где e_H — параметр регулирования насоса ($e_H = 0—1$). Подставив (5.4) в (3.1), получим

$$n_{MT} = \frac{V_{OH \max}}{V_{OM}} n_H e_H. \quad (7.5)$$

Таким образом, теоретически частота вращения вала гидромотора не зависит от нагрузки. Следовательно, структурное построение гидропривода с машинным управлением дает жесткую нагрузочную характеристику (рисунок 7.2, б, кривые 1). При увеличении нагрузки $r > r_{\max}$ срабатывает предохранительный клапан, пропуская часть расхода жидкости из напорной гидролинии в сливную. При $r = r'$ вся подача насоса направляется в сливную гидролинию.

С учетом утечек рабочей жидкости в насосе Q_{yH} и гидромоторе Q_{yM} , которые можно считать пропорциональными перепаду давления во внешних гидролиниях, частота вращения вала гидромотора n_M определяется из следующего выражения:

$$n_M = \frac{Q_{HT} - Q_{yH} - Q_{yM}}{V_{OM}} = \frac{1}{V_{OM}} [V_{OH \max} n_H e_H - K_{yH} (p_H - p_2) - K_{yM} (p_M - p_2)] \quad (7.6)$$

где K_{yH} и K_{yM} — коэффициенты объемных потерь в насосе и гидромоторе.

Выражение (6) может быть представлено также в виде

$$n_M = K_{ne} e_H - K_{nm} M_{BH} - n_0 \quad (7.7)$$

где $K_{ne} = \frac{V_{OH \max} n_H}{V_{OH}}$; $K_{nm} = \frac{2\pi (K_{yH} + K_{yM})}{V_{OM}^2}$; $n_0 = \frac{(K_{yH} + K_{yM}) \Delta p_{M.mex}}{V_{OM}}$.

Нагрузочная характеристика гидропривода с учетом утечек представлена на рисунке 2, б, кривые 2.

Из выражения (6) следует, что гидропривод с машинным управлением имеет зону нечувствительности при изменении положения регулирующего органа насоса. Определим нечувствительность гидропривода n_{HH} , положив в (6) $n_M = 0$:

$$e_{HH} = \frac{(K_{yH} + K_{yM})(p_1 - p_2)}{V_{OH \max} n_H} = \frac{K_{yH} + K_{yM}}{V_{OH \max} n_H} \left(2\pi \frac{M_{BH}}{V_{OH}} + \Delta p_{M.mex} \right) \quad (7.8)$$

Наибольшее влияние на нечувствительность привода оказывают утечки рабочей жидкости в гидромашинах. Поэтому при увеличении внешней нагрузки на валу гидромотора нечувствительность увеличивается.

Мощность, развиваемая гидромотором N_M , отличается от потребляемой насосом N_H от приводящего двигателя, на величину, затрачиваемую на привод насоса подпитки

$$N_M = N_H - N_{HP}$$

или

$$N_H = p_{HP} Q_{HP} + 2\pi n_M M_{BH} \quad (7.9)$$

где Q_{HP} — подача подпиточного насоса.

С учетом потерь мощности в гидромашинах выражение (5.9) приобретает вид

$$N_H = \frac{p_{HP} Q_{HP}}{\eta_{HP}} + \frac{2\pi n_M M_{BH}}{\eta_H \eta_M} \quad (7.10)$$

Кривые мощности показаны на рисунке 2, в. Кривые 1 соответствуют приводу без учета потерь в гидромашинах, кривые 2 — с учетом потерь.

КПД привода с машинным управлением, определяемый самим принципом регулирования скорости, равен единице. Если привод выполнен с замкнутым потоком рабочей жидкости, и, следовательно, в его состав входит насос подпитки, то

$$\eta = \frac{N_M}{N_H} = 1 - \frac{N_{НП}}{N_H}. \quad (7.11)$$

Подставив в (7.11) выражение (7.9), получим

$$\eta = 1 - \frac{N_{НП}}{N_H} = \frac{M_{вн}}{\frac{p_n Q_{НП}}{2\pi n_M} + M_{вн}} \quad (7.12)$$

Зависимость КПД от нагрузки показана на рисунке 7.2, г (кривая 1). Учитывая, что мощность, потребляемая подпиточным насосом, обычно не превышает 5% от наибольшей мощности, передаваемой гидроприводом, КПД привода в большом диапазоне изменения нагрузки достаточно высок. С учетом потерь мощности в гидромашинах изменение КПД привода соответствует кривой 2.

Рассмотрим регулировочные характеристики гидропривода с регулируемым насосом, которые представляют собой зависимость выходных параметров гидропривода от параметра регулирования. Для получения качественных зависимостей пренебрежем потерями мощности в приводе.

Зависимость частоты вращения вала гидромотора n_M от параметра регулирования e_M определяется выражением (7.5). Момент, развиваемый гидромотором

$$M_M = \frac{(p_1 - p_2)V_{OM}}{2\pi},$$

есть постоянная величина. Мощность, развиваемая гидромотором, равна

$$N_M = (p_1 - p_2)Q_M = (p_1 - p_2)V_{OH \max} n_n e_n. \quad (7.13)$$

На рисунке 7.3 представлены графические зависимости рассмотренных характеристик. Из них видно, что гидропривод

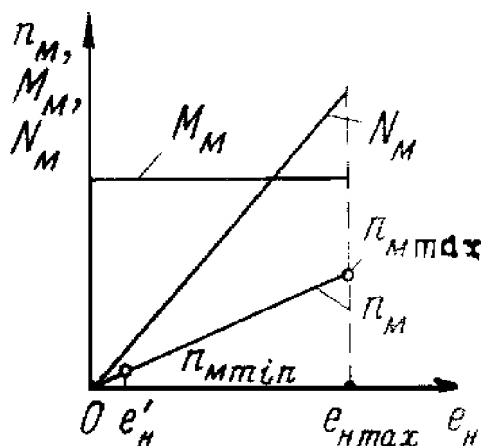


Рисунок 7.3 - Регулировочные характеристики гидропривода с регулируемым насосом [3]

с регулируемым насосом развивает постоянный при заданной нагрузке момент, независимый от частоты вращения вала гидромотора, а развиваемая им мощность пропорциональна частоте вращения.

Диапазон регулирования скорости в рассматриваемом гидроприводе, выражаемый отношением максимальной частоты вращения вала гидромотора к минимальной,

$$Dn_M = \frac{n_{M \max}}{n_{M \min}} \quad (7.14)$$

теоретически равен бесконечности, так как при $e_n = 0$ $n_M = 0$.

В действительности гидромотор устойчиво работает лишь начиная с частоты вращения вала $n_{M \min}$. Это связано с наличием утечек и перетечек жидкости в гидромоторе и «падающей» характеристикой механического трения (рисунок 4).

Так, если при регулировании необходимо уменьшать частоту вращения вала, то при некотором e_n' можно достичь n_M' (кривая 1), но при установлении $e_n'' < e_n'$ увеличивается давление, необходимое для преодоления механических потерь в

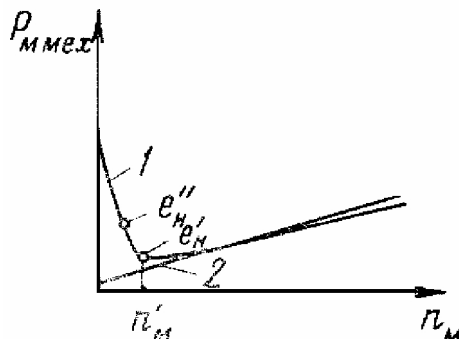


Рисунок 7.4 - Характеристика механических потерь в гидромоторе [3]

гидромоторе. При этом увеличиваются и утечки жидкости, в результате чего частота вращения вала снижается, что приводит к еще большему увеличению $P_{M \text{ мех}}$ и так далее пока вал гидромотора не остановится. Таким образом, $n_{M \min} = n_M'$. Для серийно выпускаемых аксиально-поршневых гидромоторов типа Г15—2 $Dn=52,5—90$. Пластинчатые гидромоторы имеют более низкий диапазон регулирования.

Диапазон регулирования может быть увеличен за счет снижения механических потерь при скоростях вращения вала гидромотора близких к нулю. Например, в роliko-лопастных гидромоторах за счет гидростатической разгрузки рабочих органов зависимость потерь от частоты вращения не имеет участка с подающей характеристикой (кривая 1 рисунок 4), благодаря чему эти гидромоторы могут устойчиво работать с $n_{M \min}=0,5—1$ об/мин.

Гидроприводы с регулируемым насосом нашли наибольшее применение в классе приводов с машинным управлением. Они применяются там, где силовые возможности гидропривода не должны зависеть от скорости движения выходных звеньев. Например, они применяются в гидроприводах станков, колесно-гусеничных машин, поворотных сооружений и т. п.

Контрольные вопросы для самопроверки:

- 1) Гидропривод, в котором изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется с помощью регулируемых гидромашин, называют:
 - а – гидроприводом с дроссельным управлением;
 - б – гидроприводом с объемным управлением;
 - в – гидроприводом с объемно-дроссельным регулированием.
- 2) При увеличении внешней нагрузки на валу гидромотора нечувствительность привода:
 - а – увеличивается;
 - б – уменьшается;
 - в – не изменяется.
- 3) При увеличении значения параметра регулирования e_M момент, развиваемый гидромотором:
 - а – уменьшается;
 - б – увеличивается;
 - в – остается постоянным.
- 4) Диапазон регулирования может быть увеличен за счет:

- а – снижения механических потерь;
 - б – гидростатической разгрузки рабочих органов;
 - в – увеличения механических потерь.
- 5) Гидроприводы с объемным регулированием являются более экономичными, так как:
- а - регулирование скорости проходит без потерь на дросселирование потока рабочей жидкости;
 - б - регулирование скорости проходит с потерями на дросселирование потока рабочей жидкости;
 - в – такие гидроприводы не требуют мощных систем охлаждения рабочей жидкости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Наземцев, А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. [Текст]: Учебное пособие / А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. - М.: ФОРУМ, 2007 - 304 с. ил.

2 Чупраков, Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики [Текст]: учебное пособие для вузов по специальности "Гидропривод и гидропневмоавтоматика" / Ю.И. Чупраков. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с., ил.

3 Голубев, В.И. Силовой регулируемый гидропривод в энергомашиностроении [Текст] / Голубев В.И. Под ред. Г.М. Моргунова. - М.: Моск. энерг. ин-т. 1989 г. - 107 с.