

5 Объемные гидроприводы

5.1 Нерегулируемые и регулируемые объемные гидроприводы (общие положения)

Регулируемый гидропривод в отличие от нерегулируемого позволяет изменять скорость движения выходного звена. Гидроприводы, используемые в технике, должны обеспечивать заданные параметры работы, в том числе скорости выходных звеньев, поэтому большинство современных гидроприводов являются регулируемыми.

К регулируемым объемным гидроприводам следует отнести: гидроприводы, в которых имеется возможность непосредственного управления скоростью выходного звена; гидроприводы со стабилизацией скорости выходного звена; гидроприводы, в которых обеспечивается синхронное движение выходных звеньев нескольких гидродвигателей; следящие гидроприводы.

При рассмотрении гидроприводов необходимо иметь в виду, что изменение скорости выходного звена может быть обеспечено разными способами. Поэтому проведем сравнительный анализ следующих гидроприводов:

- с дроссельным регулированием скорости;
- с объемным (машинным) регулированием скорости;
- с объемно-дроссельным регулированием скорости.

Рассмотрим принципиальные схемы перечисленных гидроприводов, отметим их достоинства и недостатки. При сравнительном анализе работы гидроприводов с различными способами управления скоростью выходного звена для упрощения рассуждений сделаем следующие допущения:

- 1) пренебрегаем потерями энергии в трубопроводах и гидрораспределителях;
- 2) коэффициенты полезного действия гидромашин принимаем равными единице.

5.2. Гидроприводы с дроссельным регулированием

Дроссельный способ регулирования скорости движения выходного звена применяется в гидроприводах с нерегулируемыми гидромашинами. При этом изменение скорости выходного звена возможно за счет изменения расхода жидкости $Q_{Г}$ поступающей в гидродвигатель. Поэтому в таких гидроприводах при подаче насоса $Q_{Н}$ часть жидкости отводится в бак, минуя гидродвигатель. Основным управляющим элементом таких приводов является регулируемый гидродроссель. В зависимости от места установки регулируемого гидродросселя по отношению к гидродвигателю различают гидроприводы с параллельным и последовательным включением гидродросселя.

5.2.1. Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при параллельном включении гидродросселя

На рисунке 5.1, *а* приведена принципиальная схема гидропривода, в котором регулирование скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра 4) обеспечивается за счет изменения площади проходного сечения $S_{др}$ регулируемого дросселя 5, включенного параллельно. Кроме отмеченных элементов, схема включает насос 1, клапан 2, гидрораспределитель 3 и бак 6.

При расходе жидкости через гидродроссель 5 $Q_{др}$ расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр 4, рассчитывается по формуле

$$Q_{Г} = Q_{Н} - Q_{др}, \quad (5.1)$$

где $Q_{Н}$ — подача насоса.

Расход $Q_{др}$ при коэффициенте расхода μ определяется из формулы (5.2):

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} \quad (5.2)$$

Так как перепад давления на дросселе $\Delta p_{др}$ равен перепаду давления на гидроцилиндре $\Delta p_{Г}$ найдем его из формулы (5.3) при известной нагрузке на штоке F и площади поршня $S_{П}$:

$$\Delta p_{др} = \Delta p_{Г} = \frac{F}{S_{П}} \quad (5.3)$$

Следовательно, скорость движения поршня (штока) гидроцилиндра

$$V = \frac{Q_{Г}}{S_{П}} = \frac{1}{S_{П}} (Q_{Н} - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_{П}}}) \quad (5.4)$$

Из полученной формулы видно, что скорость движения выходного звена в таком гидроприводе будет меняться при изменении площади проходного сечения регулируемого гидродросселя $S_{др}$.

Регулировочная характеристика, представляющая собой графическую зависимость регулируемой величины V от параметра регулирования $S_{др}$, т.е. $V=f(S_{др})$, приведена на рисунке 5.1, *б* [построена по формуле (5.4)]. На графике видно, что вторым фактором, оказывающим существенное влияние на скорость поршня гидроцилиндра, является нагрузка F .

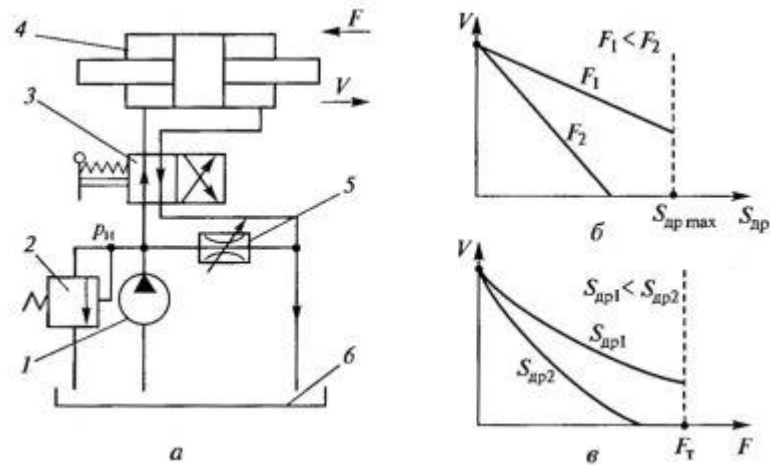


Рисунок 5.1 - Схема гидропривода с параллельным включением дросселя (а); регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики: 1 - насос; 2 - предохранительный клапан; 3 - гидрораспределитель; 4 - гидроцилиндр; 5 - гидродроссель; 6 - бак

Графическая зависимость скорости от нагрузки $V=f(F)$, которая получила название *механическая*, или *нагрузочная*, характеристика гидропривода, приведена на рисунке 5.1, в. Она построена в соответствии с формулой (5.4) для двух значений $S_{др}$ в диапазоне изменения нагрузки от нуля до максимальной F_T .

В рассматриваемом гидроприводе давление p_H на выходе насоса 1 зависит от нагрузки F и не является постоянным, поэтому такую систему регулирования называют системой с переменным давлением питания. Клапан 2, установленный в гидросистеме, является предохранительным. Гидрораспределитель 3 служит для изменения направления движения штока гидроцилиндра 4.

Одним из недостатков таких гидроприводов является то, что в них скорость регулируется только в том случае, если нагрузка создает сопротивление движению выходного звена. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре.

5.2.2 Гидропривод с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя

На рисунке 5.2, а представлена принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием скорости при последовательном включении гидродросселя 5 (на входе в гидроцилиндр 4). Кроме отмеченных элементов, схема включает насос 1, клапан 2, гидрораспределитель 3 и бак 6.

Так как гидродроссель 5 и гидроцилиндр 4 включены последовательно, то расход Q_T жидкости, поступающей в гидроцилиндр 4, равен расходу жидкости, проходящей через регулируемый гидродроссель 5:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{ДР}} = \mu S_{\text{ДР}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{ДР}}}, \quad (5.5)$$

где $\Delta p_{\text{ДР}}$ - перепад давления на гидродросселе 5.
С учетом принятых допущений

$$\Delta p_{\text{ДР}} = p_{\text{Н}} - p_{\Gamma} = p_{\text{Н}} - \frac{F}{S_{\Pi}}.$$

В данном гидроприводе давление на выходе насоса $p_{\text{Н}}$ поддерживается постоянным при помощи переливного клапана 2. Тогда скорость поршня

$$V = \frac{Q_{\Gamma}}{S_{\Pi}} = \mu \frac{S_{\text{ДР}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{Н}} - \frac{F}{S_{\Pi}} \right)}. \quad (5.6)$$

Анализ полученной формулы показывает, что скорость движения поршня гидроцилиндра 4, как и в гидроприводе с параллельным включением гидродросселя, является функцией двух переменных: площади проходного сечения регулируемого гидродросселя $S_{\text{ДР}}$ и преодолеваемой нагрузки на штоке гидроцилиндра F .

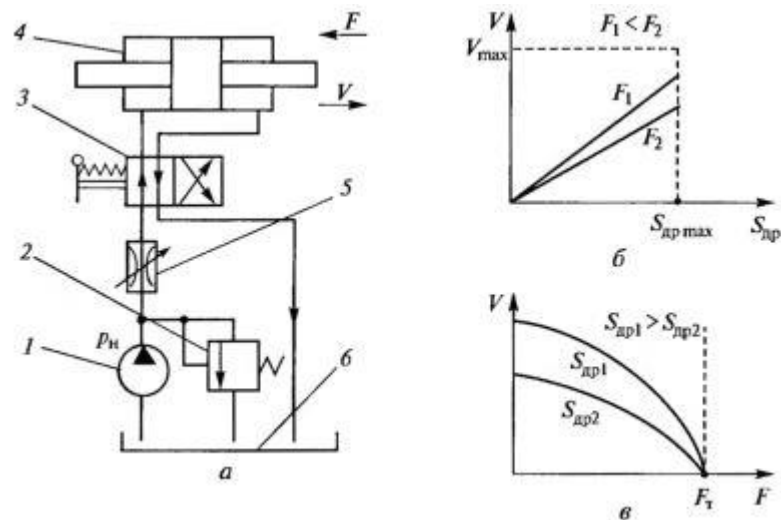


Рисунок 5.2 - Схема гидропривода с последовательным включением дросселя (д); регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики: 1 - насос; 2 - переливной клапан; 3 - гидрораспределитель; 4 - гидроцилиндр; 5 - гидродроссель; 6 - бак.

На рисунке 5.2, б и в приведены регулировочная и нагрузочная характеристики, построенные в соответствии с формулой (5.6).

Следует отметить, что гидропривод с гидродросселем 5 на входе в гидроцилиндр 4 (см. рисунок 5.2, а), как и гидропривод с параллельным включением гидродросселя, допускает регулирование скорости выходного звена только при нагрузке, направленной против движения. При

помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре. Поэтому в гидроприводах, работающих в условиях знакопеременной нагрузки, для обеспечения надежного регулирования скорости выходного звена рекомендуется установка гидродросселя на выходе из гидродвигателя. В этом случае уравнение (5.5) также справедливо.

5.3 Гидропривод с объемным (машинным) регулированием

При объемном способе регулирования скорость движения выходного звена изменяется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидромотора, либо обеих гидромашин. На рисунке 15.3, а приведена принципиальная схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости, в котором частота вращения вала гидромотора 4 регулируется за счет изменения рабочих объемов обеих гидромашин.

Так как в данном гидроприводе возможен реверс потока рабочей жидкости, то в нем установлены два предохранительных клапана 2, один из которых «следит» за давлением в гидролинии А, а другой - за давлением в гидролинии Б. Для компенсации возможной нехватки жидкости в гидроприводе используется система подпитки, состоящая из дополнительного насоса 6, переливного клапана 5, гидробака 7 и двух обратных клапанов 3. Всегда осуществляется подпитка той гидролинии, которая в данный момент является всасывающей. При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление примерно 0,1-0,3 МПа (ограничено настройкой переливного клапана 5), что исключает вероятность возникновения кавитации на входе в насос 1.

Получим закон изменения частоты вращения n_{Γ} вала гидромотора 4 от рабочих объемов регулируемых гидромашин. На практике при анализе работы гидроприводов, содержащих регулируемые гидромшины, используется параметр регулирования рабочего объема e , который равен отношению действительного рабочего объема гидромашин к максимальному его значению. В нашем случае этот параметр для регулируемого насоса 1 и регулируемого гидромотора 4 соответственно имеет следующий вид:

$$e_{\text{Н}} = \frac{W_{\text{Н}}}{W_{\text{Н max}}} \text{ и } e_{\text{Г}} = \frac{W_{\text{Г}}}{W_{\text{Г max}}} .$$

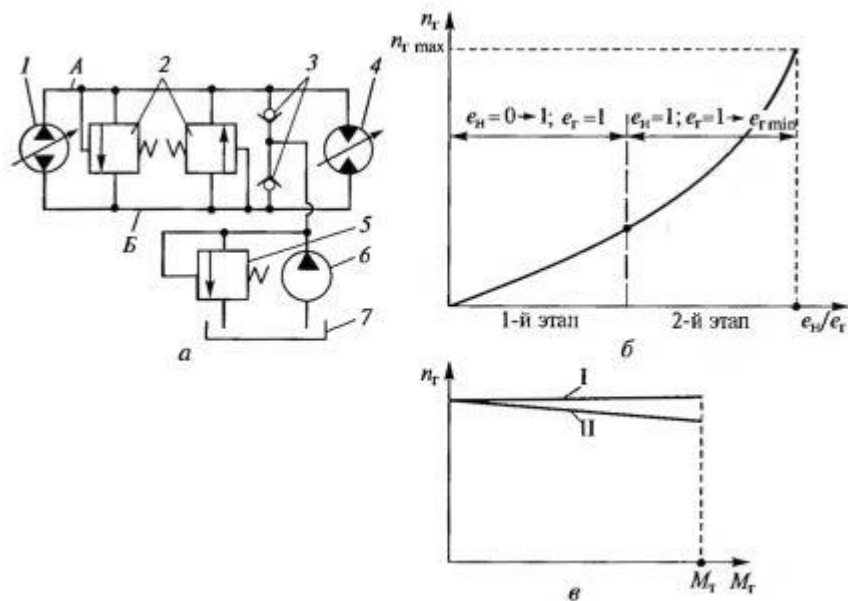


Рисунок 5.3 - Схема гидропривода с объемным (машинным) регулированием (а); регулировочная (б) и нагрузочная (в) характеристики: 1 - насос; 2 - предохранительные клапаны; 3 - обратные клапаны; 4 - гидромотор; 5 - переливной клапан; 6 - дополнительный насос; 7 – гидробак.

Значения e_H и e_G могут изменяться от нуля до единицы.

Пренебрегая потерями в гидромашинах, расход Q_H жидкости, поступающей от насоса в напорную гидролинию, и расход Q_G жидкости, потребляемой гидромотором, определяют по формулам:

$$Q_H = W_H n_H = e_H W_{H \max} n_H; Q_G = W_G n_G = e_G W_{G \max} n_G, \quad (5.7)$$

где n_H - частота вращения вала насоса.

Принимая во внимание то, что при закрытых клапанах 2

$$Q_H = Q_G, \quad (5.8)$$

из уравнения (5.8) с учетом выражений (5.7) получаем

$$n_G = \frac{e_H W_{H \max}}{e_G W_{G \max}} n_H. \quad (5.9)$$

Из формулы (5.9) видно, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора n_G является функцией двух независимых параметров регулирования: e_H и e_G . Наибольшая эффективность изменения частоты вращения вала гидромотора n_G от нуля до максимальной будет достигнута при использовании двухэтапной последовательности регулирования:

1-й этап – e_H изменяется от нуля до 1 ($e_G = 1$);

2-й этап – e_{Γ} изменяется от 1 до некоторого $e_{\Gamma \min}$ ($e_H = 1$).

Значение $e_{\Gamma \min}$ определяется при заданном моменте сопротивления на валу гидромотора M_{Γ} и допустимом перепаде давления Δp_{\max} из формулы

$$M_{\Gamma} = \frac{1}{2\pi} W_{\Gamma \max} e_{\Gamma \min} \Delta p_{\max} \eta_{\Gamma M}, \quad (5.10)$$

где $\eta_{\Gamma M}$ - механический коэффициент полезного действия гидромотора.

На рисунке 15.3, б, в приведены соответственно регулировочная и нагрузочная характеристики гидропривода с объемным регулированием частоты вращения. При сделанных допущениях гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая I на рисунке 5.3, в). Если же учесть потери в гидромашинах, то нагрузочная характеристика будет иметь наклон (прямая II на рисунке 5.3, в), обусловленный объемными утечками в гидромашинах. Значение тормозного момента M_{Γ} определяется настройкой предохранительных клапанов 2.

5.4. Гидропривод с объемно-дрессельным регулированием

Объемно-дрессельный (или машинно-дрессельный) способ регулирования скорости выходного звена заключается в том, что в таком гидроприводе вместо нерегулируемого насоса используется регулируемый насос с регулятором подачи. В этом случае давление поддерживается постоянным за счет уменьшения рабочего объема насоса, т.е. за счет уменьшения его подачи. Поэтому КПД гидропривода с объемно-дрессельным регулированием выше, чем гидропривода с дрессельным регулированием. Но регулируемые гидромашиньг существенно дороже нерегулируемых.

В качестве примера на рисунке 5.4 приведена принципиальная схема гидропривода с объемно-дрессельным регулированием скорости поршня гидроцилиндра 4 при помощи дресселя 5, включенного на выходе гидроцилиндра, и переливного клапана 6. В схему также входят распределитель 3 и бак 7.

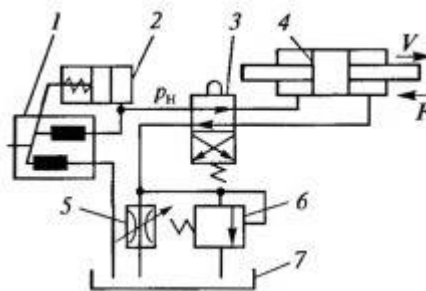


Рисунок 5.4 - Схема гидропривода с объемно-дрессельным регулированием:

1 - насос; 2 - регулятор подачи; 3 - распределитель; 4 - гидроцилиндр; 5 - дроссель; 6 - переливной клапан; 7 – бак.

В данном гидроприводе используется насосная установка, включающая регулируемый аксиально-поршневой насос 7 с регулятором подачи 2. Она обеспечивает на выходе насоса постоянное давление p_H . Закон регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра 4 в рассматриваемом гидроприводе описывается уравнением, совпадающим с уравнением (5.6). Регулировочная и нагрузочная характеристики аналогичны приведенным на рисунке 5.2, б, в.

5.5. Способы стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным регулированием

Недостатком всех рассмотренных гидроприводов с дроссельным регулированием является зависимость скорости выходного звена от нагрузки на нем. В таких случаях говорят о том, что гидропривод имеет «нежесткую» нагрузочную характеристику. Повысить «жесткость» нагрузочной характеристики (уменьшить зависимость скорости выходного звена от нагрузки) можно за счет использования так называемых систем стабилизации скорости.

Принцип действия систем стабилизации заключается в обеспечении независимости перепада давления $\Delta p_{др}$ на регулируемом дросселе от нагрузки на выходном звене гидропривода. Это достигается при помощи дроссельных *регуляторов расхода*, конструктивные и принципиальные схемы которых приведены на рисунке 5.5. Используют два варианта дроссельных регуляторов: на основе переливного клапана (см. рисунок 5.5, а) и на основе редуционного клапана (см. рисунок 5.5, б). В обоих случаях постоянный перепад давления $\Delta p_{др}$ на регулируемом гидродросселе 4 обеспечивается соответствующим клапаном.

В дроссельном регуляторе расхода, изображенном на рисунке 5.5, а, постоянный перепад давления на гидродросселе 4 обеспечивается за счет постоянного слива части потока рабочей жидкости в бак 5 через переливной клапан, состоящий из корпуса 7, запорно-регулирующего элемента 3 и пружины 2.

В дроссельном регуляторе, изображенном на рисунке 5.5, б, постоянный перепад давления на гидродросселе 4 обеспечивается за счет автоматического изменения гидравлического сопротивления редуционного клапана, который состоит из корпуса 7, запорно-регулирующего элемента 3 и пружины 2.

Итак, в рассмотренных устройствах обеспечивается постоянное значение перепада давления на регулируемом гидродросселе 4, а значит, при неизменной площади его проходного сечения поддерживается постоянство расхода проходящей через него рабочей жидкости. Это свойство дроссельных регуляторов расхода используется в гидроприводах с

дроссельным регулированием для обеспечения в них «жесткой» механической характеристики.

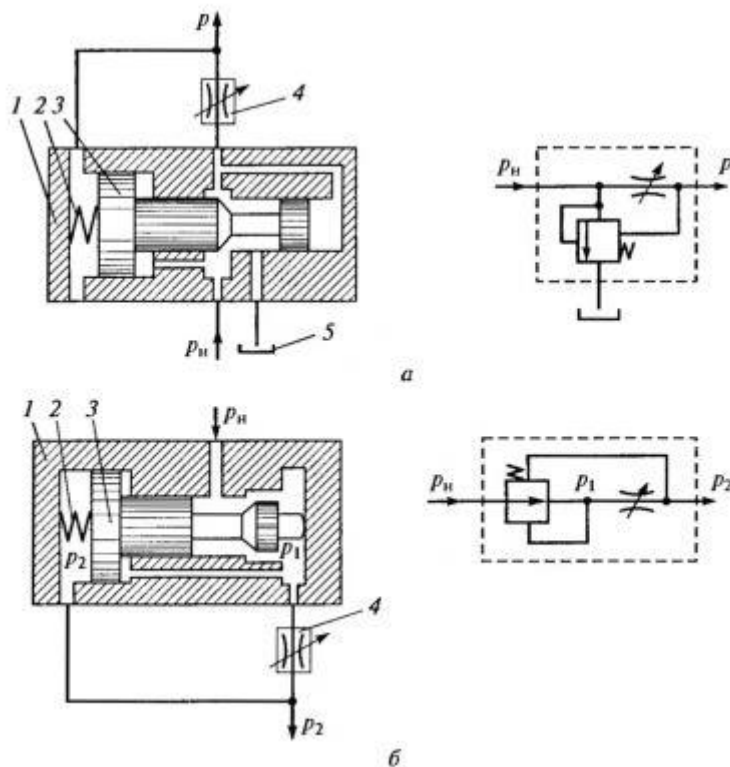


Рисунок 5.5 - Дроссельные регуляторы расхода на основе переливного (а) и редуционного (б) клапанов и их условные изображения: 1 - корпус; 2 - пружина; 3 - запорно-регулирующий элемент; 4 - гидродроссель; 5 – бак.

Таким образом, ценой незначительного усложнения гидропривода с дроссельным регулированием удастся получить его нагрузочную характеристику, по жесткости не уступающую аналогичной характеристике гидропривода с объемным регулированием. При этом стоимость такого гидропривода с дроссельным регулированием, в котором используются дешевые нерегулируемые гидромашины, будет существенно ниже стоимости гидропривода с объемным регулированием. В то же время следует учитывать, что гидропривод с дроссельным регулированием существенно проигрывает гидроприводу с объемным регулированием по КПД, поэтому объемный способ регулирования может быть рекомендован для использования в гидроприводах большой мощности. При этом условии можно ожидать, что затраты на создание гидропривода окупятся в процессе его эксплуатации.

5.6. Системы синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется меньший перепад давления, перемещается быстрее, чем звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется больший перепад давления. Возможен также случай, когда выходное звено одного из гидродвигателей совсем не будет перемещаться. Системы, устраняющие этот недостаток, называются *системами синхронизации*. В гидроприводах используются дроссельные и объемные способы синхронизации движения.

При *дроссельном способе синхронизации* используют дроссельные делители потока. На рисунке 5.6, а приведена схема дроссельного делителя потока. Рабочая жидкость от насоса подводится к делителю и через балансные гидродроссели 1 и 2, имеющие одинаковые сопротивления, попадает в торцевые полости А и Б плунжера 3. Из них через регулируемые гидродроссели 4 и 5, которые представляют собой щели между корпусом делителя и плунжером 3, жидкость поступает в трубопроводы и далее в рабочие полости гидроцилиндров.

При равных давлениях в рабочих полостях гидроцилиндров давления в полостях А и Б также одинаковы, плунжер 3 находится в нейтральном положении, при котором регулируемые дроссели 4 и 5 имеют одинаковое сопротивление. Деление потока обеспечивается при помощи балансных гидродросселей 1 и 2 в соотношении $Q_1/Q_2=S_1/S_2$, где S_1 и S_2 — площади проходных сечений балансных гидродросселей соответственно 1 и 2. При $S_1=S_2$ расходы равны: $Q_1=Q_2$.

В случае неравенства давлений в рабочих полостях гидроцилиндров возникает перепад давления в полостях А и Б, т. е. на торцевых поверхностях плунжера 3. В результате плунжер 3 смещается из среднего положения, изменяя проходные сечения регулируемых гидродросселей 4 и 5. При этом уменьшается проходное сечение гидродросселя, через которое жидкость поступает в гидроцилиндр с меньшим давлением, и увеличивается проходное сечение другого гидродросселя. Плунжер 3 остановится только тогда, когда в его торцевых полостях А и Б давления станут одинаковыми, а значит, станут одинаковыми и перепады давлений на балансных гидродросселях 1 и 2. В результате соотношение между расходами Q_1 и Q_2 останется тем же, что и было при равенстве давлений в рабочих полостях гидроцилиндров.

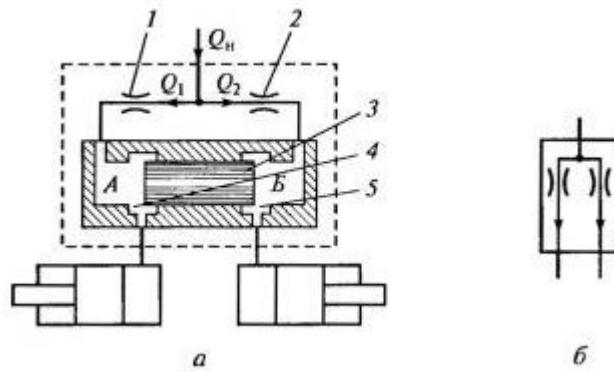


Рисунок 5.6 - Схема дроссельного делителя потока (а) и его условное обозначение (б): 1, 2 - балансные гидродроссели; 3 - плунжер; 4, 5 - регулируемые гидродроссели

Серийно изготавливаемые делители потока типа Г75-6 обеспечивают ошибку деления не более 3 %. При помощи нескольких делителей этого типа можно разделить поток на любое число равных частей. Условное обозначение дроссельного делителя потока приведено на рисунке 5.6, б.

Объемный способ синхронизации базируется на принципе объемного дозирования расхода жидкости, подводимой к гидродвигателям. Одна из схем, в которых реализуется данный способ, приведена на рис. 15.7, а. В этой схеме синхронизация достигается за счет специального цилиндра-дозатора 1, который обеспечивает одинаковые (или пропорциональные) скорости движения поршней 2 и 3.

Кроме того, синхронизация может быть обеспечена при последовательном соединении гидродвигателей. Роль *дозаторов* в этом случае выполняют сами гидродвигатели.

В качестве дозаторов могут использоваться и роторные гидромашины, имеющие высокие объемные КПД. На рисунке 5.7, б приведена принципиальная схема гидропривода, в котором синхронное движение поршней двух гидроцилиндров 4 и 5 обеспечивается при помощи двух роторных гидромашин 6 и 7, валы которых жестко соединены между собой. Если пренебречь объемными потерями в гидромашинах 6 и 7, то расходы Q_1 и Q_2 рабочей жидкости между цилиндрами 4 и 5 распределяются следующим образом:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{W_{r1}n}{W_{r2}n} = \frac{W_{r1}}{W_{r2}} = const,$$

где n - частота совместного вращения валов гидромашин 6 и 7; W_{r1} и W_{r2} - рабочие объемы гидромашин 6 и 7 соответственно.

Если рабочие объемы равны, то $Q_1=Q_2=Q_H /2$, где Q_H - подача насоса 8.

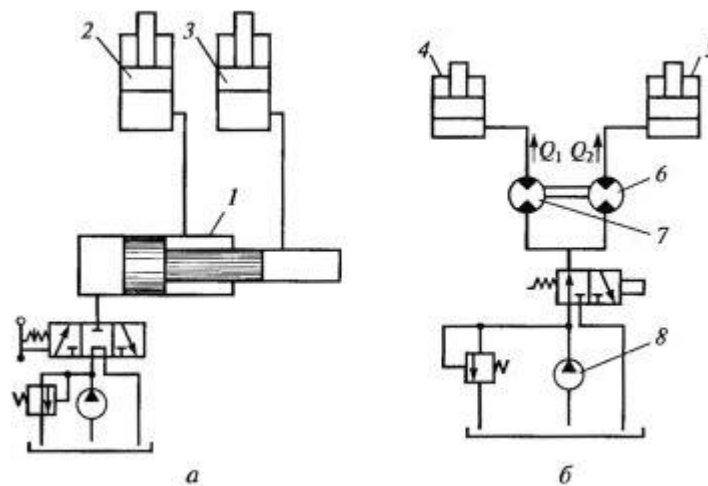


Рисунок 5.7 - Схемы, реализующие объемный способ синхронизации движения: а - с объемным цилиндром-дозатором; б - с двумя роторными гидромашинами; 1 - цилиндр-дозатор; 2, 3 - поршни; 4, 5 - гидроцилиндры; 6, 7 - роторные гидромашины; 8 – насос.

Объемные способы синхронизации более экономичны, чем дроссельные, так как гидравлическое сопротивление дроссельных делителей потока достаточно велико. Системы синхронизации, построенные на принципе дозирования, целесообразно использовать в гидроприводах большой мощности.

5.7. Следящие гидроприводы

Следящим называется гидропривод, в котором перемещение его выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

Следящий гидропривод нашел широкое применение в управлении различными машинами, агрегатами и производственными процессами. В этих системах следящий гидропривод применяется в качестве *гидравлического усилителя мощности* - устройства, которое, помимо передачи сигнала управления, обеспечивает также увеличение его мощности за счет использования возможностей гидропривода. Наибольший эффект при этом достигается в случае использования следящего электрогидравлического привода.

Значение коэффициента усиления электрогидроусилителя, определяемое отношением выходной мощности гидропривода к мощности входного (управляющего) сигнала, практически не ограничено. В системах рулевого управления крупными морскими судами используют гидравлические следящие приводы с коэффициентом усиления до 10^5 , а в системах автоматики гидроприводов с электрическим управлением - до 10^7 . Такое высокое значение коэффициента усиления достигается за счет очень малой мощности управляющего сигнала. Так, мощность входного управляющего сигнала в гидроусилителе с электрическим управлением

составляет 0,5-1,0 Вт, а усилие для перемещения некоторых вспомогательных золотников не превышает 40 мН.

Следящий гидропривод относится к автоматическим устройствам, которые в соответствии с теорией автоматического управления называются системами с отрицательной обратной связью. В таких системах происходит непрерывное сравнение входного сигнала управления и перемещения выходного звена. Образующийся при этом сигнал рассогласования (разность) в процессе работы постепенно уменьшается. Когда эта разность становится равной нулю, перемещение выходного звена прекращается. При этом считается, что следящий привод выполнил свою функцию: его выходное звено переместилось в соответствии со значением управляющего сигнала. Рассмотрим, как этот принцип управления реализуется в некоторых следящих гидроприводах.

На рисунке 5.8, а приведена принципиальная схема следящего гидропривода поступательного движения, использующегося в качестве гидроусилителя руля колесной транспортной машины. При повороте рулевого колеса 1, например по часовой стрелке, посредством винтовой передачи 2 золотник 3 дросселирующего гидрораспределителя сместится влево и соединит правую полость гидроцилиндра 4 с напорной гидролинией (p_H), а левую — со сливной гидролинией (p_C). Под действием давления p_H поршень гидроцилиндра 4 начнет перемещаться влево, поворачивая жестко связанную с ним рулевую тягу 6 и вместе с ней управляемое колесо машины. Поворот колеса будет происходить до тех пор, пока корпус распределителя 5, перемещающийся вместе с рулевой тягой 6, не сместится на расстояние, равное смещению золотника 3, и вновь не перекроет каналы распределителя. Итак, в данном случае сравнение сигнала управления (поворот рулевого колеса) и угла поворота управляемых колес машины происходит в дросселирующем гидрораспределителе. Результатом этого является некоторое открытие проходного сечения в нем, а следовательно, подвод давления p_H в полость гидроцилиндра. Как только площадь проходного сечения становится равной нулю, поршень гидроцилиндра останавливается. Это значит, что следящий гидропривод отработал поступивший на него сигнал управления.

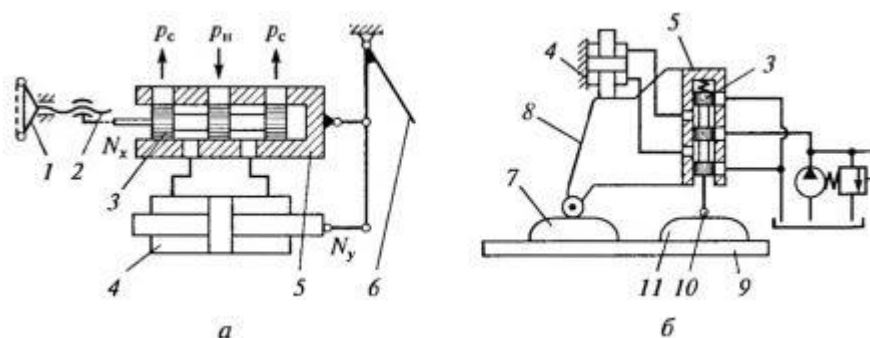


Рисунок 5.8 - Следящие гидроприводы: а - рулевого управления колесной транспортной машины; б - фрезерного гидрокопировального

станка; 1 - рулевое колесо; 2 - винтовая передача; 3 - золотник; 4 - гидроцилиндр; 5 - корпус распределителя; 6 - рулевая тяга; 7 - заготовка; 8 - фрезерная головка; 9 - фрезерный стол; 10 - щуп; 11 – шаблон.

Чтобы вернуть управляемые колеса машины в первоначальное положение, необходимо повернуть рулевое колесо 1 на такой же угол против часовой стрелки, в результате чего золотник 3, поршень гидроцилиндра 4, рулевая тяга 6 и, следовательно, корпус распределителя 5 возвратятся в исходное положение.

Коэффициент усиления гидроусилителя k_y в этом случае можно выразить в виде отношения $k_y = N_y/N_x$, где N_y - мощность, развиваемая на поршне гидроцилиндра; N_x - мощность, необходимая для перемещения золотника.

На рисунке 5.8, б представлена принципиальная схема следящего гидропривода фрезерного гидроконтрольного станка. Этот станок предназначен для воспроизведения на заготовке 7 профиля шаблона 11. При движении фрезерного стола 9 щуп 10 и связанный с ним золотник 3 дросселирующего гидрораспределителя перемещаются в вертикальном направлении, очерчивая профиль шаблона 11. Это движение повторяет фрезерная головка 8, перемещающаяся по вертикальным направляющим под действием поршня гидроцилиндра 4. Слежение осуществляется за счет того, что корпус 5 дросселирующего распределителя жестко связан с фрезерной головкой 8 станка.

По аналогичной схеме может быть построен гидропривод фрезерной головки станка с числовым программным управлением. При этом сигнал управления золотником следящего гидрораспределителя не появляется в результате контакта щупа с поверхностью шаблона, а приходит от программного электронного устройства через электрогидравлический усилитель, который и обеспечивает смещение золотника. Отработка этого управляющего сигнала происходит так же, как в схеме, приведенной на рисунке 5.8, б.