

**ГИДРОПРИВОДЫ С УПРАВЛЕНИЕМ****Общие понятия.**

В основе работы любого гидропривода лежит преобразование и передача энергии объекту воздействия. В гидроприводах механическая энергия преобразуется в гидравлическую, которая передается на расстояние, подвергается управляющим воздействиям и снова преобразуется в механическую энергию. Изменение энергии в единицу времени называют *мощностью*. При этом количественным параметром, отражающим эффективность работы привода, является КПД.

На практике широко распространены *гидроприводы с управлением (регулируемые гидроприводы)*, в которых *помимо изменения направления движения выходного звена имеется также возможность изменения параметров движения выходного звена объемного гидродвигателя (регулирование скорости движения)*.

Способы управления параметрами движения выходного звена объемного гидропривода основаны на изменении скорости движения выходного звена путем регулирования расхода РЖ, поступающей в гидродвигатель, либо в случае использования регулируемого гидромотора за счет изменения его рабочего объема. Последний способ в гидроприводах поступательного движения не используется, так как не существует гидроцилиндров с регулируемой эффективной площадью поршня.

Все эти способы называются *объемными*, поскольку регулирование скорости движения выходного звена осуществляется за счет изменения объемного расхода поступающей в исполнительный гидродвигатель РЖ или рабочего объема гидромотора.

Для обеспечения работоспособности гидропривода и заданной производительности проектируемой машины необходимо, чтобы давление, развиваемое гидроприводом, было достаточным для преодоления внешних сопротивлений и сил инерции, а скорость при этом была не менее заданной, т. е.  $M_{ГМ} \geq M_{сопр}$  или  $F_{гидр} \geq F_{вн}$  и  $n_{ГМ} \geq n_{ГМ. треб}$  или  $V_{п} \geq V_{п. треб}$ , где  $M_{ГМ}$ ,  $F_{гидр}$  – крутящий момент или сила, создаваемые приводом;  $M_{сопр}$ ,  $F_{вн}$  – приведенные к гидравлическому двигателю момент и сила сопротивления движению исполнительных механизмов;  $n_{ГМ. треб}$ ,  $V_{п. треб}$  – необходимые скорости движения.

Эти условия определяют необходимую выходную мощность гидропривода:  $N_{ГП} = M_{сопр} 2\pi n_{ГМ} / 60$  или  $N_{ГП} = F_{вн} V_{п. треб}$ .

Рабочая (внешняя) характеристика объемного гидропривода, т. е. зависимость скорости исполнительного механизма от нагрузки, определяется характеристиками насосов и гидравлических двигателей и выбранного способа регулирования.

Для гидропривода, состоящего из насоса и гидромотора, частота вращения вала исполнительного механизма связана с параметрами системы следующими соотношениями:

$$n_{ГМ} = \frac{V_{0н}}{V_{0ГМ}} n_{н} \eta_{об.н} \eta_{об.ГМ}$$

Перепад давления  $\Delta p_{ГМ}$ , необходимый для создания момента  $M_{ГМ} = M_{сопр}$ :

$$\Delta p_{ГМ} = 2\pi M_{сопр} / V_{0ГМ} \eta_{гидмех. ГМ}$$

Давление нагнетания

$$p_{нг} = \Delta p_{ГМ} + \Delta p_{гапп} + \Delta p_{гл},$$

где  $\Delta p_{гапп}$  и  $\Delta p_{гл}$  – потери давления на гидроаппаратуре и гидролиниях от насоса до гидромотора и от гидромотора до насоса, не должны превышать номинального давления для гидроаппаратов.

Давление нагнетания ограничивается установкой в гидросистеме напорного (*предохранительного или переливного*) гидроклапана, настроенного на давление  $p_{кл} = (1,1 \dots 1,2) [p_{нг}] \leq p_{max}$ , где  $p_{max}$  – максимальное допустимое давление для гидроустройств или гидропривода.

При открытии напорного гидроклапана момент на приводящем двигателе насоса определяется давлением в напорной линии:  $M_{дв} = p_{нг} V_{0н} / 2\pi \eta_{гидмех. н}$ . Зависимость частоты вращения вала насоса  $n_{н}$  от момента  $M_{дв.н}$  определяется характеристикой силовой установки.

Мощность  $N_{прив. дв}$  приводящего двигателя (на входном валу насоса) из-за потерь на трение и утечек рассчитывают как отношение

$$N_{прив. дв} = \frac{M_{сопр} 2\pi n_{ГМ}}{60 \eta_{ГП} \eta_{ред}}$$

где  $M_{\text{сопр}}$  – приведенный к гидромотору момент сопротивления движению исполнительного механизма;  $n_{\text{ГМ}}$  – частота вращения вала гидромотора;  $\eta_{\text{ГП}}$  – полный КПД гидропривода;  $\eta_{\text{ред}}$  – общий КПД механического редуктора, устанавливаемого иногда на пути передачи энергии от гидромотора до исполнительного механизма.

Соответственно определяются мощности:

- на исполнительном механизме (или валу гидромотора без использования редуктора)

$$N_{\text{ГМ}} = M_{\text{сопр}} 2\pi n_{\text{ГМ}} / 60;$$

- на валу гидромотора при использовании редуктора

$$N_{\text{ГМ}} = M_{\text{сопр}} 2\pi n_{\text{ГМ}} / (60\eta_{\text{ред}});$$

- на входе гидромотора  $N_{\text{вх.ГМ}} = N_{\text{ГМ}} / \eta_{\text{ГМ}}$ , где  $\eta_{\text{ГМ}}$  – полный КПД гидромотора;

- на выходе насоса  $N_{\text{Н}} = p_{\text{Н}} Q_{\text{Н}}$ .

Аналогично для гидроцилиндра с рабочей площадью  $S_{\text{п}}$  поршня находят скорость движения поршня, давление нагнетания и мощность насоса и приводящего двигателя.

Приведенные зависимости определяют способы создания необходимой для работы конкретного механизма выходной характеристики гидропривода – зависимости скорости перемещения выходного звена гидродвигателя от управляющих воздействий и нагрузки:

1) использование регулировочных возможностей силовой установки (например, частотное регулирование асинхронного ЭД);

2) ступенчатое или непрерывное изменение скоростей выходного звена по заданному алгоритму путем изменения рабочего объема (передаточного отношения  $V_{0\text{ГМ}} / V_{0\text{Н}}$ ) насоса или гидромотора;

3) изменение передаточного отношения редуктора  $i_{\text{р}}$ ;

4) уменьшение объемного КПД системы созданием дополнительных объемных потерь.

Первые три способа не связаны с дополнительными потерями мощности и относятся к способам машинного регулирования.

Четвертый способ обычно реализуется за счет установки регулирующего гидродросселя или регулятора потока и называется дроссельным.

Способы управления. Принципиальные схемы гидроприводов с управлением (регулируемых) строят с учетом следующих допущений:

- пренебрегают потерями энергии на движение жидкости по трубопроводам и в каналах направляющих гидрораспределителей;

- КПД гидромашин принимают равными единице (отсутствуют потери энергии на ее преобразование в гидромашине).

На практике используют три способа регулирования скорости движения выходного звена объемного гидропривода: машинный, дроссельный, машинно-дроссельный.

При машинном способе управления (регулирования) скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется за счет изменения либо рабочего объема насоса и соответственно подачи насоса и расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель, либо рабочего объема гидромотора, либо рабочих объемов обеих гидромашин. Отличительная особенность такого способа заключается в том, что не происходит непроизводительного слива части потока РЖ.

Гидроприводы с машинным способом регулирования имеют более высокие энергетические характеристики.

Дроссельный способ управления (регулирования), как правило, используют в случае, когда гидропривод содержит нерегулируемые гидромашинные. В таких гидроприводах изменение расхода жидкости обеспечивается за счет отвода из напорной гидролинии части подаваемой насосом РЖ, которая непроизводительно, минуя гидродвигатель, сливается в гидробак. Это управление потоком рабочей жидкости и возлагается на регулируемый гидродроссель, специально установленный в гидросистеме. В зависимости от места установки регулируемого гидродросселя по отношению к гидродвигателю различают гидроприводы с параллельным или последовательным включением гидродросселя.

Гидропривод с машинно-дроссельным управлением – гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроустройством и объемной гидромашинной (чаще всего регулируемым насосом).

## ГИДРОПРИВОДЫ С МАШИНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

### Общие сведения.

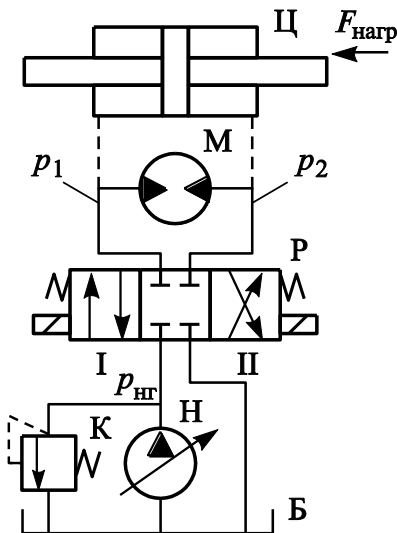
Гидропривод с машинным управлением – ГП, в котором изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется: регулируемым насосом, регулируемым гидромотором или обеими объемными гидромашинами. Регулирование объемной гидромашины заключается в изменении ее рабочего объема, который можно изменить либо вручную, либо с помощью управляющих устройств.

По источнику подачи РЖ гидроприводы с машинным управлением могут быть насосными, аккумуляторными и магистральными; по циркуляции РЖ – с разомкнутым и замкнутым потоками.

В гидроприводах с разомкнутым потоком применяют нереверсивные насосы; с машинным управлением – как реверсивные, так и нереверсивные гидромоторы.

Наиболее универсальный и распространенный способ машинного управления – регулирование рабочего объема насоса.

При регулировании рабочего объема насоса во времени гидропривод сохраняет жесткость рабочей характеристики (чем меньше градиент изменения характеристики, тем жестче считается эта характеристика) при значительном изменении объема регулирования. Введение обратной связи при регулировании рабочего объема насоса по давлению позволяет получить жесткие рабочие характеристики привода – зависимость скорости выходного звена гидродвигателя от момента (усилия).



**Рис. 8.10.** Принципиальная схема гидропривода с регулированием подачи насоса и с разомкнутой циркуляцией

Гидропривод с регулированием подачи насоса. На рис. 8.10 регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя (частота вращения вала нерегулируемого гидромотора **М** или скорость перемещения штока гидроцилиндра **Ц**) осуществляется путем изменения рабочего объема регулируемого насоса **Н**.

Допуская, что КПД насоса  $\eta_n = 1$  и гидромотора  $\eta_{гм} = 1$ , подачу  $Q_n$  РЖ, поступающей от насоса в напорную гидролинию, и расход  $Q_{гм}$  жидкости, потребляемой гидромотором, можно определить из формул

$$Q_n = n_n U_n V_{0n}, \quad n_n = \text{const};$$

$$Q_{гм} = n_{гм} V_{0гм}.$$

Основным уравнением, позволяющим получить закон регулирования скорости выходного звена, является уравнение расхода  $Q_n = Q_{гм}$  или  $n_n U_n V_{0n} = n_{гм} V_{0гм}$ . Отсюда можно получить выражение

$$n_{гм} = n_n U_n \frac{V_{0n}}{V_{0гм}},$$

показывающее, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения  $n_{гм}$  вала гидромотора есть функция независимого переменного – пара-

метра регулирования рабочего объема  $U_n$  насоса.

Рабочая характеристика гидропривода (рис. 8.11, а) представляет зависимость частоты  $n_{гм}$  вращения вала гидромотора от момента нагрузки  $M_{нагр}$  при различных значениях параметра регулирования рабочего объема насоса,  $0 \leq U_n \leq 1$  с учетом и без учета потерь. Максимальный момент  $M_{\max \text{ нагр}}$  определяется по давлению открытия предохранительного гидроклапана. Другие основные параметры гидропривода рассчитывают по следующим формулам:

$$M_{гм} = \Delta p_{гм} \frac{V_{0гм}}{2\pi}; \quad N_n = p_{гг} Q_n; \quad N_{гм} = \Delta p_{гм} Q_{гм},$$

где  $M_{гм}$  – момент на валу гидромотора;  $N_n$  и  $N_{гм}$  – мощность насоса и гидромотора соответственно.

Из этих выражений следует, что частота вращения выходного звена (вала гидромотора) и мощность на валу изменяются прямо пропорционально рабочему объему гидронасоса, а вращающий момент на валу гидромотора (без учета потерь) является постоянным и не зависит от частоты вращения вала гидромотора – жесткая рабочая характеристика,  $n_{гм} = f(M_{гм})$  или  $M_{гм} = f(n_{гм})$ .

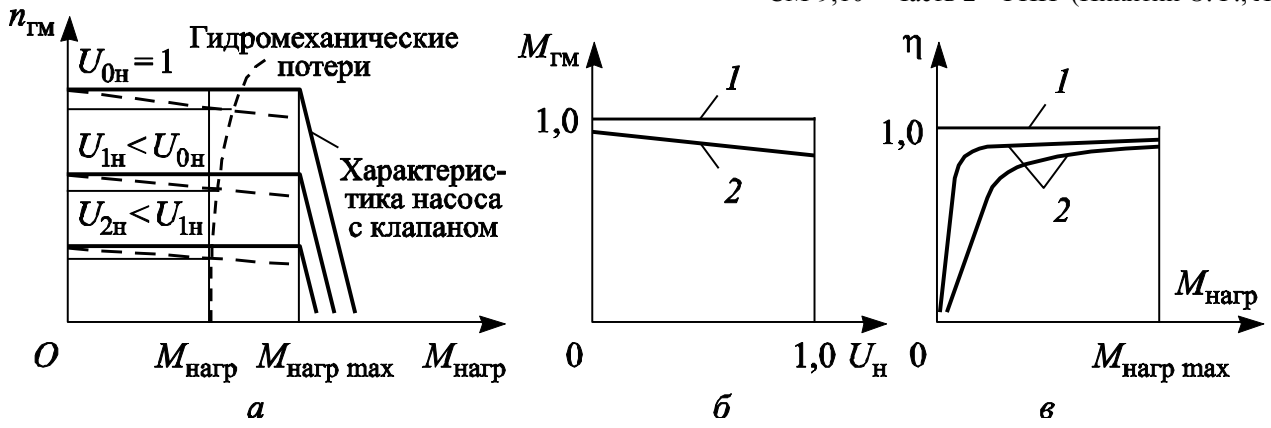


Рис. 8.11. Статические характеристики гидропривода  $n_{ГМ} = f(M_{нагр})$  (а);  $M_{ГМ} = f(U_H)$  (б); КПД  $\eta = f(M_{нагр})$  (в) без учета (1) и с учетом (2) потерь

С учетом утечек в гидронасосе, гидромоторе и других гидроустройствах частота вращения вала гидромотора

$$n_{ГМ} = \frac{n_H U_H V_{0H} - k_{ут.н} (p_{нГ} - p_{сл}) - k_{ут.гм} \Delta p_{ГМ}}{V_{0ГМ}},$$

где  $k_{ут.н}$  и  $k_{ут.гм}$  – коэффициенты объемных потерь насоса и гидромотора.

После преобразований получаем

$$n_{ГМ} = K_{п.н} U_H - K_{п.гм} M_{нагр} - K_{гидмех},$$

где  $K_{п.н} = n_H V_{0H} / V_{0ГМ}$ ;  $K_{п.гм} = 2\pi(k_{ут.н} + k_{ут.гм}) / V_{0ГМ}^2$ ;  $K_{гидмех} = \Delta p(k_{ут.н} + k_{ут.гм}) / V_{0ГМ}$ .

Давление  $p_{нГ}$  в напорной гидролинии гидропривода зависит от нагрузки гидромотора:

$$p_{нГ} = 2\pi M_{ГМ} / V_{0ГМ} + \Delta p_{ГЛ} + \Delta p_{ГМ.мех},$$

где  $\Delta p_{ГЛ} = kQ^m$  – потери давления в гидролиниях гидропривода;  $\Delta p_{ГМ.мех}$  – потери в гидромоторе на трение.

Момент на валу гидромотора не зависит от параметра регулирования насоса (рис. 8.11, б).

Полный КПД  $\eta_{ГМ}$  гидропривода с машинным регулированием и регулируемым насосом (рис. 8.11, в) теоретически равен единице.

С учетом гидромеханических потерь полный КПД изменяется в зависимости от нагрузки, причем при уменьшении параметра регулирования подачи насоса он немного снижается.

Регулировочная характеристика гидропривода представляет собой зависимость частоты вращения  $n_{ГМ}$  вала гидромотора от параметра регулирования  $U_H$  насоса,  $n_{ГМ} = f(U_H)$  (рис.8.12,а). Без учета потерь (объемных, гидромеханических) эта характеристика представляет собой прямую (сплошная линия на рис. 8.12, а), выходящую из начала координат.

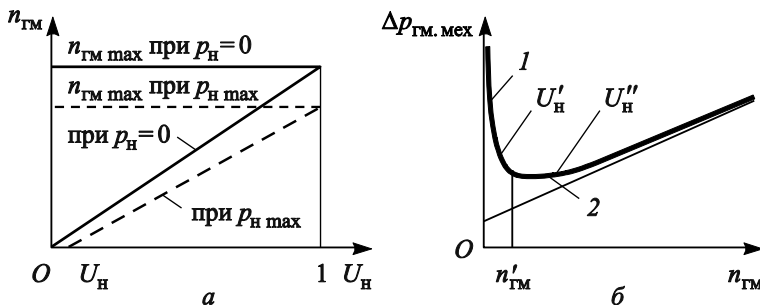


Рис. 8.12. Зона нечувствительности гидропривода (а) и устойчивость работы гидромотора (б)

При учете потерь характеристика смещается вправо и образуется зона нечувствительности, зависящая от нагрузки (давления в линии нагнетания).

Физически зона нечувствительности соответствует такому параметру регулирования  $U_{H\min}$  подачи насоса, при котором в гидроприводе при неподвижном выходном звене создается требуемое давление нагнетания, т. е. подаваемая насосом РЖ расходуется на утечки в гидроприводе,  $Q_{0H} = n_H U_{H\min} V_{0H}$ . Значение параметра регулирования  $U_{H\min}$  в

соответствует такому параметру регулирования  $U_{H\min}$  подачи насоса, при котором в гидроприводе при неподвижном выходном звене создается требуемое давление нагнетания, т. е. подаваемая насосом РЖ расходуется на утечки в гидроприводе,  $Q_{0H} = n_H U_{H\min} V_{0H}$ . Значение параметра регулирования  $U_{H\min}$  в

основном зависит от давления нагнетания, т. е. от утечек в гидромашине и других гидроустройствах (гидроклапаны, гидрораспределители и др.).

Зона нечувствительности гидропривода в соответствии с параметром регулирования (положение органа регулирования насоса) определяется выражением

$$U_{\text{н min } p} = (k_{\text{ут.н}} + k_{\text{ут.гм}}) \frac{2\pi M_{\text{нагр}} / V_{0\text{гм}} + \Delta p_{\text{гм мех}}}{n_{\text{н}} V_{0\text{н}}}, \text{ где } M_{\text{нагр}} = M_{\text{гм}}.$$

Отсюда следует, что наибольшее влияние на чувствительность гидропривода оказывают утечки в гидромашине – при возрастании внешней нагрузки нечувствительность увеличивается.

Практически влияние  $\Delta p_{\text{гм мех}}$  на параметр  $U_{\text{н min } p}$  очень незначительно.

В то же время момент гидромотора в явном виде не зависит от параметра регулирования насоса и частоты вращения вала гидромотора.

В диапазоне величин параметра регулирования  $0 < U < U_{\text{н min}} (0 \dots n_{\text{гм min}})$  гидромотор работает рывками (неустойчивый режим), подаваемая насосом РЖ расходуется на утечки во всех гидроустройствах гидропривода.

Диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора в рассматриваемом гидроприводе, определяемый как отношение  $D_{\text{гм}}^{\text{н}} = n_{\text{гм max}} / n_{\text{гм min}}$ , теоретически равен бесконечности, так как при значении параметра регулирования  $U_{\text{н}} = 0$  частота вращения  $n_{\text{гм}} = 0$ .

Гидромотор работает устойчиво, начиная с минимальной частоты вращения  $n_{\text{гм min}}$ , что связано с наличием утечек и перетечек РЖ в гидромоторе и «падающей» характеристикой механического трения (рис. 8.12, б).

При некотором значении  $U'_{\text{н}}$  достигается значение  $n'_{\text{гм}}$  на кривой 2 (рис. 8.12, б). При установлении  $U''_{\text{н}} < U'_{\text{н}}$  снижается частота вращения вала гидромотора  $n_{\text{гм}}$ , повышается давление, необходимое для преодоления механических потерь в гидромоторе, увеличиваются утечки, что приводит к еще большему увеличению  $\Delta p_{\text{гм мех}}$ , и так до значения  $n_{\text{гм}} = 0$ , т. е.  $n_{\text{гм min}} = n'_{\text{гм}}$ .

Для аксиально-поршневых гидромоторов  $D_{\text{гм}}^{\text{н}} = 50 \dots 90$ .

Пластинчатые гидромоторы имеют меньший диапазон изменения частоты вращения, который можно расширить за счет снижения  $\Delta p_{\text{гм мех}}$  при  $n_{\text{гм}} \rightarrow 0$ .

В роликлопастных гидромоторах за счет гидростатической разгрузки рабочих элементов зависимость  $\Delta p_{\text{гм мех}} = f(n_{\text{гм}})$  практически не имеет участка 1, благодаря чему  $n_{\text{гм min}} = 0,5 \dots 1$  об/мин.

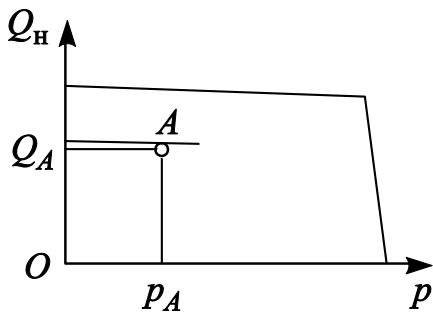


Рис. 8.13. Мощностная диаграмма ГП с регулируемым насосом

Из диаграммы (рис. 8.13) следует, что при необходимости преодоления нагрузки, соответствующей давлению  $p_A$ , со скоростью, определяемой расходом  $Q_A$ , регулируемый насос обеспечивает подачу  $Q_A$  и давление  $p_A$ , т. е. практически отсутствуют потери энергии.

В гидроприводе вращательного движения с замкнутой циркуляцией (рис. 8.14, а) частота вращения вала нерегулируемого гидромотора **М** регулируется путем изменения рабочего объема регулируемого насоса **Н1**. Поскольку в таком гидроприводе возможен реверс потока РЖ, то в нем устанавливают два предохранительных гидроклапана **К1** и **К2**: один – в гидролинии 1, а другой – в гидролинии 2.

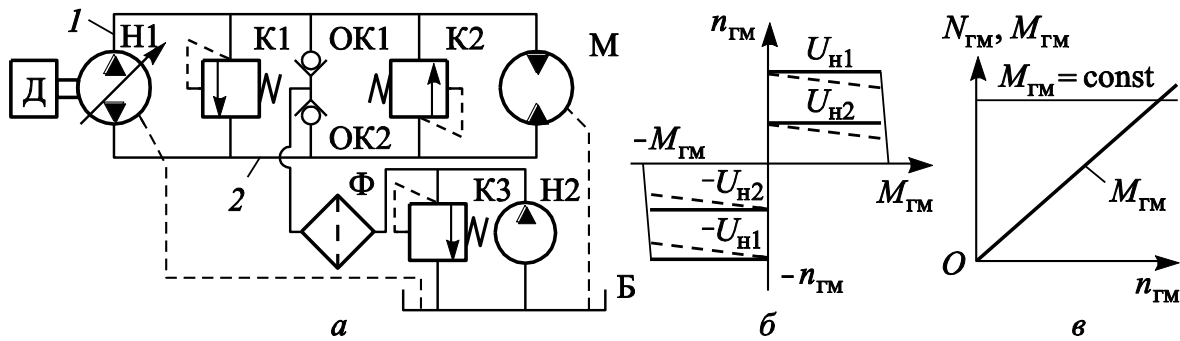
Для компенсации возможной нехватки РЖ в гидроприводе используется система подпитки, состоящая из дополнительного насоса **Н2**, переливного гидроклапана **К3** и двух обратных гидроклапанов **ОК1** и **ОК2**.

Подпитка всегда осуществляется в гидролинию, которая в данный момент является всасывающей.

При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление порядка **0,1...0,3 МПа** (ограничено настройкой переливного гидроклапана **К3**), что исключает вероятность возникновения кавитации во входной полости насоса **Н1** и обеспечивает заполнение рабочих камер насоса жидкостью.

На практике анализ работы гидроприводов, содержащих регулируемые гидромашин, проводят с использованием параметра регулирования рабочего объема или относительного рабочего объема гидромашин, равного отношению величин действительного рабочего объема гидромашин к его максимальной величине. Диапазон величин приводится в паспорте гидромашин. Если в гидроприводе предусмотрен ре-

верс подачи насоса при неизменном направлении вращения его вала, то параметр регулирования  $U_H$  может принимать величины диапазона  $+1...-1$ . В результате функции гидролиний меняются: гидролиния 2 становится напорной, а гидролиния 1 – сливной. Для изменения частоты вращения вала гидромотора регулируют рабочий объем насоса, а для изменения направления вращения вала гидромотора осуществляют реверс потока РЖ, создаваемого насосом. При этом сначала подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают (жидкость подается в противоположном направлении).



**Рис. 8.14.** Принципиальная схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом (а); рабочие характеристики при  $U_H = \text{var}$  без учета (—) и с учетом (---) потерь; при  $U_H = \text{const}$  и  $\Delta p_{ГМ} = \text{const}$  (в)

Изменение направления вращения вала насоса **Н1** в такой схеме гидропривода создает значительные проблемы, так как появляется необходимость обеспечения работы подпитывающего насоса **Н2**.

Рабочие характеристики такого гидропривода при реверсе и изменении подачи насоса с учетом и без учета потерь приведены на рис. 8.14, б, а на рис. 8.14, в – с учетом следующих условий:  $n_H = \text{const}$ ,  $V_{0 ГМ} = \text{const}$  и  $\Delta p_{ГМ} = \text{const}$ .

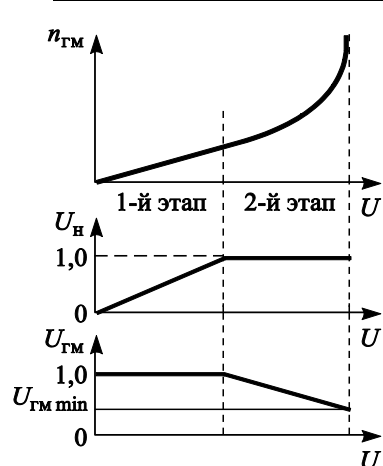
**Гидропривод с регулированием рабочего объема гидромотора и нерегулируемым насосом.**

**Преимущество гидропривода с регулируемым гидромотором** заключается в возможности работы с постоянной мощностью при заданной нагрузке во всем диапазоне регулирования скорости, т. е. обеспечение транспортной характеристики,  $N_{ГМ} = \Delta p_{ГМ} Q_{ГМ} = \text{const}$ .

**К недостаткам гидроприводов с регулируемым гидромотором** относятся:

- сложность управления гидромотором при значительном удалении его от оператора и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента от сил внутреннего трения, т. е. наступает режим самоторможения;
- невозможность реверса гидромотора переводом его рабочего объема через нуль без уменьшения подачи насоса до нуля;
- сложность обеспечения малых скоростей, при которых начинается движение исполнительных устройств, что существенно при дистанционном управлении.

**Гидропривод с регулируемым рабочими объемами насоса и гидромотора.**



**Рис. 8.18.** Регулировочная характеристика ГП с регулируемым насосом и гидромотором

Управление скоростью выходного звена (вала гидромотора) в таких приводах может осуществляться двумя способами:

- путем последовательного изменения рабочих объемов гидромашин;
- путем одновременного их изменения.

При последовательном изменении рабочих объемов, когда частота вращения вала гидромотора изменяется от нуля до максимального значения, используют два этапа управления (рис. 8.18):

- **1-й этап,  $U_{ГМ} = 1$** , – параметр регулирования рабочего объема насоса изменяется от нуля до единицы;
- **2-й этап,  $U_H = 1$** , – параметр регулирования рабочего объема гидромотора изменяется от единицы до минимального значения.

Минимальную величину параметра регулирования рабочего объема гидромотора определяют исходя из условия необходимости вращения вала гидромотора, нагруженного моментом сопротивления. При этом перепад давления на гидромоторе, определяемый настройкой предохранительных гидроклапанов, не должен превышать допустимой величины.

Если параметр регулирования рабочего объема гидромотора будет меньше минимальной величины, то при том же моменте сопротивления требуемый для вращения вала перепад давления на гидромоторе превысит допустимую величину. Это приведет к тому, что в напорной гидролинии давление превысит давление настройки соответствующего предохранительного гидроклапана. Этот гидроклапан откроется и вал гидромотора остановится.

У гидропривода с машинным управлением зависимость  $n_{ГМ} = \_ = f(M_{ГМ})$  при отсутствии потерь в гидромашинах имеет абсолютно жесткую нагрузочную характеристику – **прямая линия, параллельная оси.**

При учете потерь энергии в гидромашинах реальная нагрузочная характеристика гидропривода – прямая линия, имеющая некоторый наклон, обусловленный объемными утечками в гидромашинах, которые, как известно, возрастают с повышением давления.

Гидропривод с двумя регулируемы гидромашинами позволяет значительно расширить диапазон регулирования  $D_{ГМ} = D_{ГМ}^H D_{ГМ}^M$  (до величин 300...1 000).

Одновременное изменение рабочих объемов при более интенсивном изменении частоты вращения вала гидромотора позволяет расширить диапазон регулирования в 1,5 раза, но подобная схема более сложна в конструктивной реализации. Ограничения по минимальной и максимальной частотам вращения вала гидромотора определяются теми же факторами, какие были рассмотрены ранее. Таким образом, в гидроприводах с двумя регулируемы гидромашинами обеспечивается более широкий диапазон регулирования, а малые скорости движения реализуются при максимальном развиваемом крутящем моменте, что особенно важно для их использования в трансмиссиях мобильных машин.

### Гидропривод машинного управления с гидродвигателями возвратно-поступательного движения.

Способы управления параметрами движения выходного звена объемных гидроприводов основаны на изменении (регулировании) скорости ( $V_{п}$  или  $n_{ГМ}$ ) движения выходного звена путем регулирования расхода  $Q$  РЖ, поступающей в гидродвигатель, либо в случае использования регулируемого гидродвигателя за счет изменения его рабочего объема  $V_{0ГМ}$ .

Последний способ в гидроприводах поступательного движения не используется, так как сложно осуществить регулирование эффективной площади поршня гидроцилиндра.

Однако регулирование скорости движения выходного звена – штока можно получить одновременным подключением нескольких гидроцилиндров (Лабораторная работа № 4.2 – «Экспериментальное определение рабочих характеристик ГП машинного регулирования на основе 2-х гидроцилиндров»).

В гидроприводе с регулированием выходных параметров путем использования одного, двух и трех гидроцилиндров с одинаковыми конструктивными параметрами регулирование осуществляется путем увеличения рабочих площадей гидроцилиндров. Такие виды подключения частично используются в схемах резервирования.

Основным недостатком гидроприводов с машинным управлением является сложность системы автоматического управления рабочими объемами регулируемых гидромашин даже с применением электрогидравлических механизмов управления.

## ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

### Общие сведения.

Гидроприводом с дроссельным управлением (регулированием) называют ГП, в котором управление параметром движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулирующим гидроаппаратом. В качестве регулирующего гидроаппарата могут использоваться регулируемый гидродроссель, регулятор расхода, дросселирующий гидрораспределитель (Лабораторная работа № 5 – «Экспериментальное определение рабочих характеристик ГП дроссельного регулирования с дросселем на входе»).

По циркуляции РЖ гидроприводы с дроссельным регулированием являются гидроприводами с разомкнутым потоком.

Они могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения.

В зависимости от схемы гидроприводы с дроссельным регулированием подразделяют на гидроприводы с постоянным и переменным давлением. Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного гидроклапана, который поддерживает в напорной гидролинии практически постоянное давление путем непрерывного слива РЖ, установка регулируемого гидродросселя по отношению к гидродвигателю с последующим включением. В гидроприводе с переменным давлением в напорной гидролинии давление изменя-

ется в зависимости от нагрузок гидродвигателя. В таких гидроприводах гидродроссель устанавливают параллельно гидродвигателю.

Изменение скорости движения выходных звеньев гидродвигателей осуществляется изменением расхода потока РЖ, поступающей в исполнительный гидродвигатель, путем дросселирования.

При этом лишняя часть потока РЖ непроизводительно сливается в гидробак либо через переливной гидроклапан, либо через регулируемый гидродроссель (при его параллельном включении в гидроприводах с переменным давлением).

В гидроприводе с дроссельным управлением в каждый момент времени соблюдаются следующие равенства (без учета потерь):

$$Q_n = Q_{гд} + Q_{п.кл} \quad \text{или} \quad Q_n = Q_{гд} + Q_{др},$$

где  $Q_n$  – подача нерегулируемого насоса;  $Q_{гд}$  – расход жидкости, поступающий в гидродвигатель;  $Q_{п.кл}$ ,  $Q_{др}$  – расход жидкости, проходящей через переливной гидроклапан и гидродроссель, соответственно.

В гидроприводах с регулируемыми гидродросселями и регуляторами расхода изменение направления движения выходных звеньев гидродвигателей осуществляется с помощью направляющих гидрораспределителей.

Основные преимущества гидроприводов с дроссельным управлением заключаются:

- в высокой чувствительности и большом быстродействии;
- простоте конструкции гидроустройств и сравнительно невысокой стоимости;
- в возможности автономного управления несколькими гидродвигателями, работающими от одного насоса.

К недостаткам относятся:

- более низкий по сравнению с гидроприводом с машинным управлением КПД, обусловленный принципом дросселирования потока РЖ.

Поэтому гидроприводы с дроссельным управлением обычно применяют при мощности не более 5 кВт.

### Гидроприводы с постоянным давлением в линии нагнетания насоса.

В таких гидроприводах регулируемые гидродроссели устанавливают либо в напорной гидролинии перед направляющим гидрораспределителем (дроссель на входе), либо в сливной гидролинии после направляющего гидрораспределителя (дроссель на выходе).

На рис. 8.22, а показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на входе гидродвигателя (гидроцилиндра).

Гидропривод состоит из:

- нерегулируемого насоса Н с приводящим электродвигателем;
- гидробака Б;
- переливного гидроклапана К;
- регулируемого гидродросселя Др;
- направляющего гидрораспределителя Р;
- поршневого гидроцилиндра Ц.

Принцип работы гидропривода заключается в следующем.

При включении приводного двигателя насос всасывает РЖ из гидробака и нагнетает ее под давлением в напорную гидролинию. Далее РЖ поступает через *Др* и *Р* в одну из полостей *Ц*, например в левую. Под действием давления жидкости поршень перемещается вправо и из правой полости *Ц* вытесняемая РЖ через *Р* по сливной гидролинии поступает в *Б*.

Направление движения поршня *Ц* изменяют с помощью *Р*, а скорость – посредством *Др*.

Расход  $Q_{гц}$  жидкости, подводимой к *Ц*, равен расходу жидкости через *Др*:  $Q_{гц} = \mu S_{др} \sqrt{2\Delta p / \rho}$ , где  $\mu = 0,61...0,63$ ;  $S_{др}$  – площадь рабочего проходного сечения;  $\Delta p = p_{нг} - p_1$ . Излишек жидкости  $(Q_n - Q_{др})$  сливается в гидробак через переливной гидроклапан, который поддерживает давление  $p_{нг}$  практически постоянным.

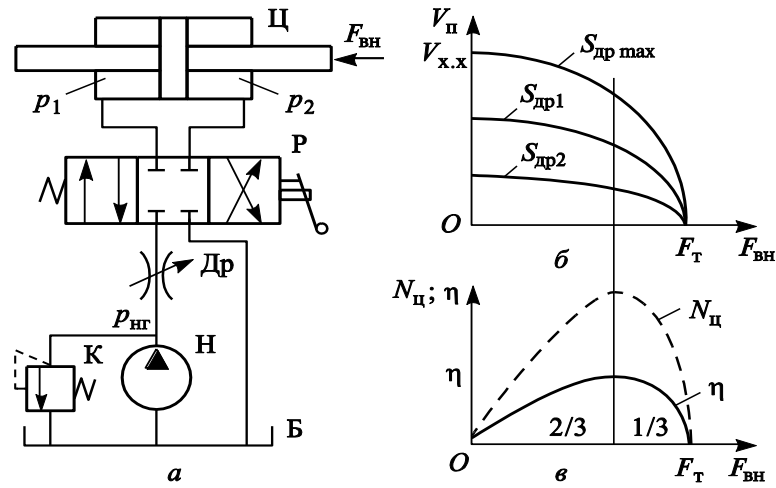


Рис. 8.22. Гидропривод с гидродросселем, установленным на входе гидродвигателя:  
 а – принципиальная схема; б – рабочая характеристика; в – КПД и мощность

Давление  $p_1$  в полости  $\Pi$ , зависящее от нагрузки, определяют из условия равновесия сил (без учета сил трения и инерции):

$$p_1 S_{\Pi} = F_{\text{вн}} + p_2 S_{\Pi},$$

где  $S_{\Pi}$  – площадь рабочего проходного сечения поршня  $\Pi$ ;  $F_{\text{вн}}$  – нагрузка на штоке  $\Pi$ ;  $p_2$  – давление жидкости в сливной полости  $\Pi$ , определяемое сопротивлением сливной гидролинии, включающей гидрораспределитель и трубопровод до гидробака.

В рассматриваемом случае  $p_2 \approx 0$ . Без учета потерь давления в гидрораспределителе перепад давления на гидродросселе

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{нг}} - p_1.$$

С учетом того, что  $Q_{\text{др}} = Q_{\text{гц}} = V_{\Pi} S_{\Pi}$ , скорость поршня (штока) гидроцилиндра

$$V_{\Pi} = \frac{Q_{\text{др}}}{S_{\Pi}} = \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_{\text{нг}} - \frac{|F_{\text{вн}}|}{S_{\Pi}} \right)}.$$

Полученное выражение определяет рабочую характеристику гидропривода,  $V_{\Pi} = f(F_{\text{вн}})$ , которая графически имеет вид параболы.

На рис. 8.22, б показаны зависимости скорости движения поршня гидроцилиндра от нагрузки при различных значениях площади рабочего проходного сечения  $S_{\text{др}}$  гидродросселя.

Основная характеристика (максимальное значение  $S_{\text{др max}}$ ) построена для гидропривода с полностью открытым дросселем.

Максимальную скорость движения поршня  $V_{\Pi, \text{х.х}}$  (режим холостого хода) определяют при  $F_{\text{вн}} = 0$ .

**Рабочие характеристики пересекаются на оси абсцисс в точке, соответствующей максимальной нагрузке, называемой нагрузкой торможения  $F_{\text{т}}$ , и давлению  $p_{\text{нг}} = p_{\text{кл max}}$  ( $V_{\Pi} = 0$ ).**

**Полный максимальный КПД гидропривода с дросселем на входе** при максимальном значении  $S_{\text{др max}}$  площади проходного сечения гидродросселя (рис. 8.22, в) есть произведение:

$$\eta_{\text{гп}} = 0,385 \eta_{\text{н}} \eta_{\text{гд}} \eta_{\text{густ}},$$

где  $\eta_{\text{н}}$  – КПД насоса;  $\eta_{\text{гд}}$  – КПД гидродвигателя;  $\eta_{\text{густ}}$  – КПД остальных гидроустройств (трубопроводы и др.).

Из диаграммы на рис. 8.23 следует, что при необходимости преодоления нагрузки, соответствующей давлению  $p_A$ , со скоростью, определяемой расходом  $Q_A$ , насос обеспечивает подачу  $Q_{\text{н}}$  при давлении нагнетания  $p_{\text{нг A}} = p_{\text{кл}} = p_A + \Delta p_{\text{др}}$ .

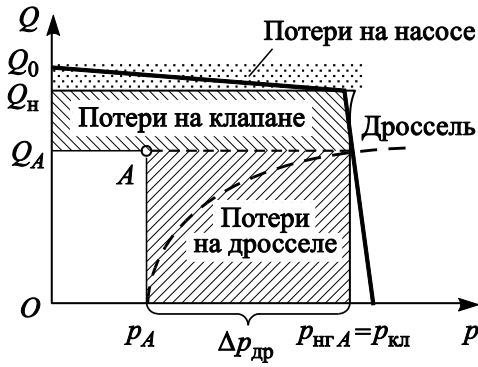


Рис. 8.23. Мощностная диаграмма гидропривода с гидродросселем, установленным на входе гидравлического двигателя

Мощность, теряемая в насосе,  $N_{\text{пот.н}} = (Q_0 - Q_n) p_{\text{кл}}$ , на гидроклапане  $N_{\text{пот.кл}} = (Q_{\text{нmax}} - Q_A)(p_A + \Delta p_{\text{др}})$ , на гидродросселе  $N_{\text{пот.др}} = \Delta p_{\text{др}} Q_A$ .

Отсюда полный КПД гидропривода без учета механических потерь -  $\eta_{\text{гп}} = p_A Q_A / (p_{\text{нгA}} Q_0)$ .

Объемные гидроприводы с гидродросселями, установленными на входе гидравлических двигателей, нельзя использовать для работы с отрицательной нагрузкой, т. е. с нагрузкой, направление действия которой совпадает с направлением движения поршня гидроцилиндра.

Под действием отрицательной нагрузки скорость движения поршня может увеличиться настолько, что произойдет разрыв сплошности потока в рабочей полости гидроцилиндра, и движение поршня станет неуправляемым, так как в сливной линии отсутствуют тормозные или демпфирующие устройства.

ют тормозные или демпфирующие устройства.

Основное преимущество гидропривода с дросселем на выходе, принципиальная схема которого представлена на рис. 8.24, а, заключается в возможности управления скоростью выходного звена гидродвигателя (гидроцилиндра) при знакопеременной нагрузке (нагрузка и скорость движения одного направления – попутная и разных направлений – встречная), быстром торможении выходного звена гидродвигателя; в отводе теплоты, выделяющейся при дросселировании РЖ, в гидробак, минуя гидродвигатель.

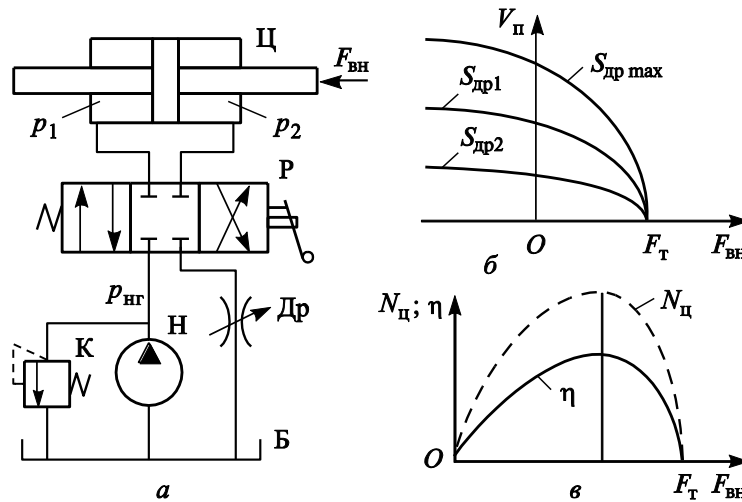


Рис. 8.24. Гидропривод с гидродросселем, установленным на выходе гидродвигателя: а – гидравлическая схема; б – рабочая характеристика; в – КПД и мощность

При попутной нагрузке давление  $p_2$  возрастает и теоретически не ограничено. Гидропривод может преодолеть максимальную встречную нагрузку при  $p_2 = 0$ , т. е. при  $p_1 = p_{\text{нг}} = p_{\text{кл}}$ .

Давление  $p_{\text{нг}} \approx p_1 \approx p_{\text{кл}}$  в напорной гидролинии поддерживается постоянным с помощью переливного гидроклапана К.

Перепад давления на поршне -  $\Delta p_{\text{п}} = F_{\text{вн}} / S_{\text{п}} = p_1 - p_2$ .

Перепад давления на гидродросселе -  $\Delta p_{\text{др}} = p_2 - p_6$ .

Скорость движения поршня гидроцилиндра

$$V_{\text{п}} = \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_1 - \frac{|F_{\text{вн}}|}{S_{\text{п}}} \right)}$$

Характеристики мощности и КПД рассматриваемого гидропривода имеют тот же вид, что и для гидропривода с гидродросселем, установленным на входе гидродвигателя.

Установка гидродросселя на выходе из гидродвигателя позволяет получить:

- двухстороннюю жесткость гидропривода;

- обеспечить более плавное движение выходного звена гидродвигателя из-за наличия высокого давления в его сливной гидрополости;
- теплота, выделяемая при дросселировании, отводится непосредственно в гидробак, не нагревая другие элементы гидропривода.

В то же время страгивание с места выходного звена гидродвигателя не будет плавным, так как подводящая гидролиния не содержит гидродросселя, обеспечивающего демпфирование.

**К недостаткам относятся:**

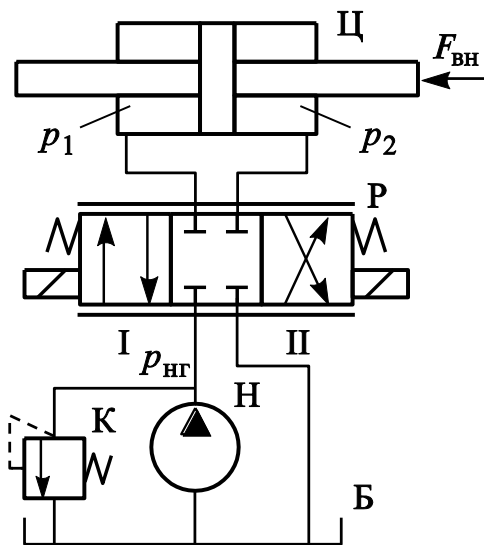
- зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя от нагрузки;
- меньшая экономичность по сравнению с гидроприводом с гидродросселем, установленным на входе (часть мощности гидродвигателя затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в сливной гидролинии).

Гидропривод с дросселирующим гидрораспределителем Р с четырьмя щелями (рис. 8.25) выполняет две функции: изменяет направление потока рабочей жидкости и регулирует скорость движения поршня гидроцилиндра.

В таких гидроприводах обычно применяют симметричные золотниковые гидрораспределители.

**Принцип работы гидропривода следующий.**

При перемещении золотника гидрораспределителя под внешним воздействием, например, вправо (поз. I) в гидрораспределителе создаются две дросселирующие щели. Через первую щель (дроссель на входе) РЖ под давлением поступает в левую полость гидроцилиндра.



Под действием давления поршень перемещается вправо; при этом РЖ вытесняется из правой полости гидроцилиндра и проходит через вторую щель (гидродроссель на выходе) распределителя в гидробак. Происходит сложение потерь давления (энергии) на двух щелях. При изменении внешнего воздействия изменяются площади рабочих проходных сечений, следовательно, и расход рабочей жидкости через них.

Рассматриваемый гидропривод широко применяют в следящих гидроприводах с автоматическим управлением.

**Для такой схемы характерны быстроедействие и точность обработки управляющих сигналов.**

**К недостаткам** можно отнести зависимость скорости движения выходных звеньев гидродвигателя от нагрузки, а также нагрев жидкости в результате двойного дросселирования потока жидкости.

**Рис. 8.25.** Принципиальная схема гидропривода с дросселирующим гидрораспределителем

**Гидроприводы с переменным давлением в линии нагнетания насоса.**

В гидроприводе, называемом гидроприводом с дросселем на параллельном потоке (рис. 8.26, а), регулируемый гидродроссель Др установлен параллельно гидроцилиндру Ц, т. е. в линии, соединяющей напорную гидролинию со сливной.

Вместо переливного гидроклапана установлен предохранительный гидроклапан К, в результате чего давление  $p_{нг}$  в напорной гидролинии зависит от нагрузки гидроцилиндра. Без учета сил трения  $p_{нг} = p_1 = F_{\Pi} / S_{\Pi}$ .

Направляющий гидрораспределитель Р предназначен для изменения направления потока РЖ, поступающей в полость Ц. При работе гидропривода поток РЖ, создаваемый насосом Н, разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной линии через Р в одну из полостей Ц, а другой – через Др по сливной гидролинии в гидробак. Следовательно, расход РЖ, поступающей в полость гидроцилиндра,  $Q_{\text{ц}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}}$ .

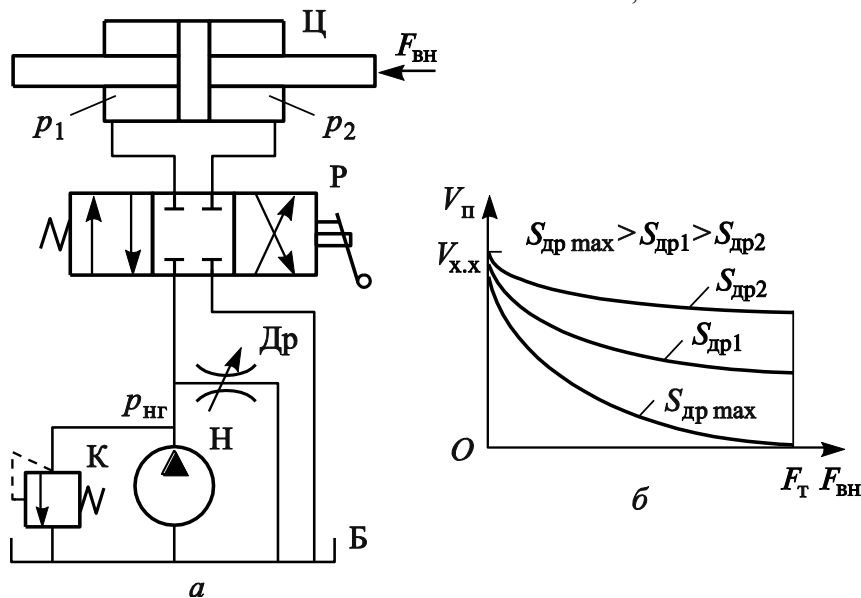


Рис. 8.26. Принципиальная схема (а) и рабочая характеристика (б) гидропривода с гидродросселем на параллельном потоке

Скорость поршня **Ц** (без учета давления в сливной гидролинии), определенная по формуле

$$V_{\Pi} = \frac{Q_{\text{Н}}}{S_{\Pi}} - \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2 F_{\text{вн}}}{\rho S_{\Pi}}},$$

при прочих равных условиях зависит от настройки **Др** (площади его рабочего проходного сечения -  $S_{\text{др}}$ ) и внешней нагрузки ( $F_{\text{вн}}$ ).

При постоянной нагрузке скорость поршня гидроцилиндра максимальна при  $S_{\text{др}} = 0$ , т. е. **при полностью закрытом гидродросселе**.

По мере открытия гидродросселя часть потока РЖ отводится в гидробак и скорость движения поршня соответственно уменьшается. При полном открытии гидродросселя весь поток РЖ пойдет через **Др** в гидробак, и **поршень гидроцилиндра остановится**.

В рассматриваемом гидроприводе давление нагнетания насоса зависит от нагрузки и не является постоянной величиной, поэтому гидропривод с такой системой регулирования скорости движения выходного звена называют **гидроприводом с переменным давлением питания**.

На рис. 8.26, б приведена рабочая характеристика рассматриваемого гидропривода, построенная для разных величин площадей рабочих проходных сечений гидродросселя ( $S_{\text{др max}} > S_{\text{др1}} > S_{\text{др2}}$ ). Общую для семейства характеристик точку, в которой скорость движения поршня равна  $V_{\text{х.х}}$ , определяют при отсутствии нагрузки (**режим холостого хода**), а точку  $F_{\text{т}}$  (**сила торможения**) находят на основной характеристике при **срабатывании предохранительного гидроклапана** и **полностью открытом гидродросселе**.

Скорость поршня при одинаковой площади проходного сечения гидродросселя с увеличением нагрузки на штоке гидроцилиндра уменьшается. Эта зависимость является общим недостатком всех гидроприводов, в которых применяются регулируемые гидродроссели.

Рассмотренная схема обладает наиболее мягкой характеристикой.

Для гидроприводов с переменным давлением характерны следующие **преимущества**:

- более высокий КПД по сравнению с гидроприводами с постоянным давлением, так как их мощность зависит от нагрузки;
- тепловой поток, образующийся при дросселировании РЖ, отводится вместе с жидкостью в гидробак.

**К недостаткам** относятся:

- невозможность управления скоростью при отрицательной нагрузке и подключения нескольких гидро двигателей к одному насосу;
- более мягкая рабочая характеристика по сравнению с характеристикой гидропривода с последовательно включенным гидродросселем.

## ГИДРОПРИВОДЫ С МАШИННО-ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

### Гидроприводы с регулятором подачи с обратной связью по давлению.

На рис. 8.30, *а* показана принципиальная схема гидропривода поступательного движения с разомкнутым потоком с машинно-дроссельным управлением с регулируемым насосом **Н**, имеющим регулятор подачи с обратной связью по давлению.

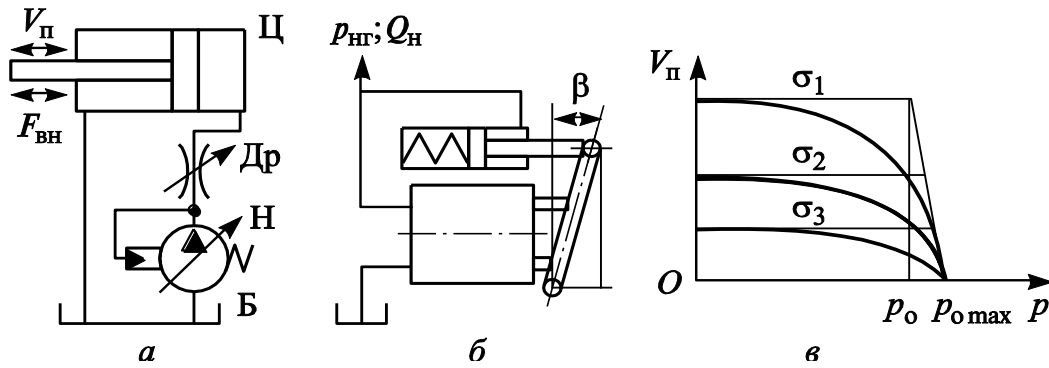


Рис. 8.30. Принципиальная схема (*а*), схема регулятора рабочего объема насоса (*б*), рабочая характеристика (*в*) гидропривода с машинно-дроссельным управлением

Скорость поршня гидроцилиндра **Ц** изменяют с помощью гидродросселя **Др** аналогично гидроприводу с дроссельным управлением.

Однако в рассматриваемом гидроприводе при уменьшении расхода РЖ через гидродроссель автоматически уменьшается подача регулируемого насоса.

Гидропривод с машинно-дроссельным управлением – гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом и объемной гидромашинной (чаще всего регулируемым насосом).

Чувствительным элементом регулятора рабочего объема АПН является пружина, размещенная в открытой поршневой полости цилиндра регулятора (рис. 8.30, *б*). Шток регулятора шарнирно соединен с наклонным диском насоса ( $\beta$  – угол наклона диска), а штоковая полость регулятора подключена к напорной гидролинии.

Принцип регулирования рабочего объема насоса с помощью автоматического регулятора заключается в следующем.

Если давление в напорной гидролинии ниже давления настройки регулятора, то диск насоса отклоняется от нулевого положения на максимальный угол  $\beta$  и, следовательно, насос имеет максимальный рабочий объем (наибольшую подачу). При давлении  $p_{нг}$  в напорной гидролинии, превышающем давление  $p_0$  настройки регулятора, поршень цилиндра регулятора под действием силы давления перемещается влево, сжимает пружину и поворачивает орган регулирования рабочего объема (диск) насоса в сторону нулевого положения. При этом уменьшается рабочий объем насоса, а следовательно, и его подача. При максимальном давлении  $p_{нг} = p_{0\max}$  жидкости в напорной гидролинии подача насоса может быть равна нулю. Крутизна изменения подачи насоса от давления жидкости, определяемая жесткостью пружины, влияет на динамические качества гидропривода. Чем круче характеристика (мягче пружина), тем ближе к постоянному значению давление нагнетания и лучше динамические характеристики регулирования подачи.

Для обеспечения реверса движения выходного звена необходимо установить направляющий гидрораспределитель 4/3.

Рабочая характеристика для рассматриваемой схемы гидропривода выглядит аналогично характеристикам гидропривода с постоянным давлением, но с большим КПД.

Характеристика  $V_{п} = f(F_{вн})$  (рис. 8.30, *в*) определяется проводимостью гидродросселя (открытие дросселя).

При такой схеме гидропривода пропадает необходимость установки предохранительного гидроклапана. Иногда такую схему называют схемой с обратной связью по давлению.

К преимуществам относятся:

- жесткая скоростная характеристика;
- независимость КПД от площади рабочего проходного сечения гидродросселя гидропривода при постоянном давлении нагнетания.

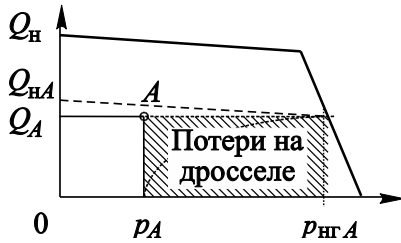


Рис. 8.31. Мощностная диаграмма гидропривода с машинно-дроссельным управлением

Идиаграммы, представленной на рис. 8.31, можно видеть, что при необходимости преодоления нагрузки, соответствующей давлению  $p_A$ , со скоростью, определяемой расходом  $Q_A$ , насос обеспечивает подачу  $Q_{нА}$  при давлении нагнетания  $p_{нгА}$ .

На дросселе теряется энергия  $N_{\text{пот. др}} = (p_{нгА} - p_A)Q_A$  (*заштрихованная область*).

Полный КПД гидропривода без учета механических потерь на насосе составляет  $\eta_{гп} = p_A Q_A / p_{нА} Q_{нА}$ .

Следует учитывать, что в данном случае давление  $p_{нг}$  на выходе насоса поддерживается постоянным не за счет слива части потока РЖ подаваемого насосом, а за счет уменьшения рабочего объема регулируемого насоса, т. е. за счет уменьшения величины его подачи.

**В результате при прочих равных условиях КПД гидропривода с машинно-дроссельным управлением получается выше, чем у гидропривода с дроссельным управлением.**

*Однако следует помнить, что регулируемый нереверсивный насос несколько дороже нерегулируемого.*

## ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Область применения объемного гидропривода определяется его преимуществами и недостатками.

**Основное преимущество объемных гидроприводов** – высокая удельная мощность, т. е. возможность развивать большие усилия (или моменты) и скорости при относительно малом объеме, небольшой массе и инерционности гидродвигателей.

**К преимуществам также относятся:**

- возможность непрерывного плавного (бесступенчатого) регулирования в широком диапазоне скорости движения выходного звена гидродвигателя, в том числе и на «ползучих» скоростях;
- возможность получения жесткой рабочей характеристики;
- плавность, равномерность и устойчивость движения выходного звена гидродвигателя;
- сравнительно надежное и простое решение защиты от перегрузок;
- наличие гидролиний позволяет сравнительно просто обеспечить удобство компоновки и передачу энергии в различные места размещения исполнительных рабочих механизмов гидрофицируемого агрегата;
- возможность длительное время удерживать груз в заданном положении без механических тормозов и перемещать рабочий орган из состояния покоя под полной нагрузкой;
- высокие коэффициент усиления мощности, быстродействие, надежность и КПД;
- сравнительно простое управление – бесступенчатое регулирование усилия (крутящего момента), ускорения и скорости движения в широком диапазоне в двигательном и тормозном режимах и простое реверсирование гидродвигателей;
- возможность создания привода с необходимыми статическими характеристиками;
- возможность сборки из серийно изготавливаемых, конструктивно унифицированных и стандартных агрегатов и узлов;
- управление приводом электрическими, механическими и пневматическими сигналами от аналоговых или импульсных систем управления (*включая управление от ЭВМ, микропроцессоров, различных видов пультов управления и др.*) в сочетании с возможностями встроенной логики;
- простота преобразования вращательного движения в поступательное.

Эти преимущества привели к большому распространению объемных гидроприводов, несмотря на незначительно меньший общий КПД, чем у механических передач.

**Основные недостатки:**

- зависимость характеристик гидропривода от температуры РЖ и окружающей среды;
- высокие требования к технологии изготовления и необходимость обеспечения и поддержания чистоты РЖ;
- необходимость обеспечения высокой степени герметичности соединений для предотвращения утечек РЖ из гидропривода;
- пожароопасность при использовании горючей РЖ.