
ВВЕДЕНИЕ

В наземных транспортно-технологических машинах широкое применение получили гидро- и пневмосистемы управления и регулирования, составляющие область техники под названием *гидропневмоавтоматика*. В современном строительном машиностроении автоматизация техники имеет следующие отличительные черты:

1) высокая производительность машин и комплексов;

2) компьютеризация асфальтобетонных и цементобетонных заводов, битумных баз, камнедробильных заводов, разнообразной дорожной техники. Особое внимание фирмы-изготовители уделяют системам автоматического управления и контроля. Например, в асфальтоукладчиках широко применяются устройства для автоматического регулирования ширины и толщины укладываемого слоя. Когда датчик показывает избыток или недостаток укладываемого материала, наличие препятствий по ходу движения, система автоматически останавливает рабочее оборудование и машину;

3) универсальность — способность строительных машин выполнять несколько производственных функций, используя при этом сменное рабочее оборудование;

4) сочетание простоты технического решения строительных машин и оборудования с оснащением их компьютерами и автоматизацией соответствующих процессов, что позволяет существенно упростить изготовление и эксплуатацию (в том числе сборку и демонтаж машин), повысить их производительность и надежность;

5) автоматический контроль за использованием мощности двигателей строительной техники, что позволяет существенно повысить их топливную экономичность и экологичность.

Автоматизация коснулась практически всей строительной техники, например укладчики, скреперы, грейдеры, катки, бульдозеры, фрезы и маркировщики могут работать по копириу, системам в виде лыж или многоопорных тележек, скользящих по уже уложеному слою дорожного полотна. При точном профилировании поверхности широко применяются лазерные системы. Лазерный излучатель стандартной конструкции (гелий-неонового типа) широко используется для создания уклонов и откосов. Бортовые лазерные приемники дают возможность визуально определять в каком положении находится рабочий орган: выше или ниже уровня или на заданной (проектной) отметке. Оператор вносит соответствующие корректировки в управление машиной. Лазерная система в сочетании с гидроприводом машин позволяет вносить корректировки автоматически.

В последнее время за рубежом стали широко применять повторное использование старого асфальтобетона, цементобетона и других материалов, что дало толчок разработке и выпуску новых типов автоматизированных технологических машин и комплексов: холодных и горячих фрез, передвижных смесителей, дробильных заводов для железобетона, смесителей для асфальтобетонных заводов, установок для переработки нестандартной бетонной смеси, установок для переработки бытовых и технических отходов и т. д.

Фирмы-изготовители строительной техники часто объединяют свои усилия по совершенствованию ее конструкции, что позволяет решать проблему комплексно, обеспечивая конкурентоспособность.

Целью *автоматизации* производственного процесса является повышение производительности труда и качества работ путем частичного или полного исключения участия в нем человека-оператора.

Задача гидропневмоавтоматики — создание систем автоматического регулирования рабочего процесса маши-

ны, оснащенной гидропневмоприводом. Под регулятором понимают устройство, которое, воздействуя на объект регулирования, автоматически изменяет регулируемый параметр по определенному наперед закону.

В гидропневмоавтоматике рассматривают следующие виды регулируемого привода машин:

1) *стабилизированный* — регулируемый привод, в котором скорость движения выходного звена поддерживает постоянной;

2) *следящий* — привод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону, в зависимости от задающего воздействия, величина которого заранее не известна;

3) *программный* — привод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе;

4) *адаптивные* («интеллектуальные») системы автоматического управления машинами, использующие элементы нечеткой логики, подобно процессам мышления человека.

ГЛАВА 1

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГИДРОАВТОМАТИКИ

В начале курса гидроавтоматики вспомним основные определения и зависимости объемного гидропривода.

Давление насоса представляет собой разность между давлением на выходе насоса p_2 и давлением p_1 на входе в него, т. е. перепад давления между камерами высокого и низкого давления: $p_h = p_2 - p_1$.

Давление p_h , развиваемое насосом, расходуется на преодоление потерь давления в гидродвигателях $\Delta p_{\text{гд}}$ (при задаваемой нагрузке), а также на компенсацию общих (линейных плюс местных) потерь давления $\Sigma \Delta p$ во всех гидролиниях (всасывающей, напорной и сливной):

$$p_h = \Delta p_{\text{гд}} + \Sigma \Delta p, \text{ Па.} \quad (1.1)$$

Напор насоса:

$$H_h = p_h / (\rho g), \text{ м.} \quad (1.2)$$

Полезная мощность насоса при известных подаче и давлении:

$$N_h = Q_h p_h, \text{ Вт.} \quad (1.3)$$

Потребляемая насосом вращательного действия (или приводная, т. е. затрачиваемая приводящим двигателем) мощность (Вт):

$$N_h = M_h \omega_h, \quad (1.4)$$

где M_h — момент на валу, Н·м; ω_h — угловая скорость вала, рад/с.

Общий КПД насоса представляет собой отношение полезной и потребляемой мощностей:

$$\eta_{\text{н}} = N_{\text{п}}/N_{\text{н}} = Q_{\text{н}} p_{\text{н}}/(M_{\text{н}} \omega_{\text{н}}). \quad (1.5)$$

Общий КПД насоса равен произведению его объемного, гидравлического и механического КПД, т. е. $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{o}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}} = \eta_{\text{o}} \eta_{\text{гм}}$.

Для шестеренных насосов $\eta_{\text{н}}$ находится в диапазоне 0,8...0,85.

Рабочий объем гидромотора — объем подаваемой рабочей жидкости (см^3), необходимый для поворота его вала на один оборот.

Крутящий момент ($\text{Н}\cdot\text{м}$), развиваемый валом гидромотора:

$$M_{\text{м}} = 0,159 V_{0\text{м}} \Delta p_{\text{м}} \eta_{\text{м}}, \quad (1.6)$$

где $0,159 = 1/2\pi$; $V_{0\text{м}}$ — рабочий объем гидромотора, $\text{м}^3/\text{об}$; $\Delta p_{\text{м}}$ — перепад давлений на входе (p_1) и выходе (p_2) гидромотора, $\Delta p_{\text{м}} = p_1 - p_2$, Па; $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД гидромотора.

Необходимый расход рабочей жидкости ($\text{л}/\text{мин}$) для обеспечения заданной частоты вращения ($\text{об}/\text{мин}$) вала гидромотора:

$$Q_{\text{м}} = \frac{V_{0\text{м}} n_{\text{м}}}{\eta_{\text{o}}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.7)$$

где $V_{0\text{м}}$ — рабочий объем гидромотора, $\text{см}^3/\text{об}$; $n_{\text{м}}$ — частота вращения выходного вала гидромотора, $\text{об}/\text{s}$; η_{o} — объемный КПД гидромотора (учитывает внутренние перетечки из камеры высокого давления в камеру низкого давления).

Мощность, потребляемая гидромотором, Вт:

$$N_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} Q_{\text{м}}, \quad (1.8)$$

где $Q_{\text{м}}$ — расход рабочей жидкости, потребляемый мотором, $\text{м}^3/\text{с}$.

Мощность на выходном валу гидромотора (полезная), Вт:

$$N_{\text{п}} = M_{\text{м}} \omega_{\text{м}}, \quad (1.9)$$

где ω_m — угловая скорость вала гидромотора, рад/с; $\omega_m = 2\pi n_m$, здесь размерность n_m — об/с.

Общий КПД гидромотора равен произведению его объемного и механического КПД, $\eta = \eta_o \eta_m$ и может быть определен по формуле:

$$\eta = N_p / N_m = M_m \omega_m / (\Delta p_m Q_m). \quad (1.10)$$

В цилиндрах двустороннего действия с односторонним штоком при рабочем ходе поршня усилие на штоке находится по формуле (Н):

$$F_{раб} = \eta_{м.ц} [p_n \pi D^2 / 4 - p_c \pi (D^2 - d^2) / 4], \quad (1.11)$$

где $\eta_{м.ц}$ — механический КПД гидроцилиндра, учитывающий суммарную силу трения в его уплотнениях (гидромеханический $\eta_{гм.ц}$ — в том числе гидравлическое трение в щелях тормозных устройств); значение $\eta_{м.ц}$ находится в пределах 0,93...0,97, в зависимости от диаметра гидроцилиндра и типа уплотнения [68]; величину $\eta_{гм.ц}$ можно принимать по таблице 1.1 [25], в зависимости от名义ального давления; p_n , p_c — соответственно рабочее давление жидкости в напорной гидролинии и давление жидкости в сливной гидролинии (Па).

Таблица 1.1
Рекомендуемые значения гидромеханического КПД
гидроцилиндров $\eta_{гм.ц}$

$p_{ном}$, МПа	10	14	16	20	25	32
$\eta_{гм.ц}$	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98

При обратном ходе поршня жидкость под давлением насоса поступает в штоковую полость, усилие на штоке:

$$F_{обр} = \eta_{м.ц} [p_n \pi (D^2 - d^2) / 4 - p_c \pi D^2 / 4], \quad (1.12)$$

при этом существует следующее неравенство сил: $F_{обр} < F_{раб}$.

Скорости выдвижения $V_{раб}$ и втягивания $V_{обр}$ штока цилиндра определяются по следующим выражениям (при этом $V_{раб} < V_{обр}$):

$$V_{раб} = Q_n \eta_{о.ц} / (\pi D^2 / 4); \quad (1.13)$$

$$V_{\text{обр}} = Q_{\text{н}} \eta_{\text{o.ц}} / [\pi(D^2 - d^2)/4], \quad (1.14)$$

где $\eta_{\text{o.ц}}$ — объемный КПД гидроцилиндра, можно принимать 0,95...0,98.

При одновременной работе двух цилиндров принимаем, что в каждый из них поступает половина действительной подачи насоса.

Для обеспечения заданной скорости выдвижения штока гидроцилиндра $V_{\text{раб}}$ (м/с) необходимая подача насоса составит:

$$Q_{\text{н}} = \frac{0,785 D^2 V_{\text{раб}}}{\eta_{\text{o.ц}}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1.15)$$

Гидравлическая мощность, потребляемая гидроцилиндром:

$$N_{\text{н}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}}, \text{ Вт}. \quad (1.16)$$

Эффективная мощность на штоке цилиндра при рабочем ходе:

$$N_{\text{раб}} = F_{\text{раб}} V_{\text{раб}}, \text{ Вт}. \quad (1.17)$$

В цилиндрах с *двусторонним штоком* усилие на штоках и скорость их перемещения в обоих направлениях одинаковы.

Потребная мощность привода насоса для обеспечения одновременной работы двух цилиндров под суммарной нагрузкой $\Sigma R_{\text{нс}}$:

$$N_{\text{н}} = \frac{\Sigma R_{\text{нс}} V_{\text{раб}}}{\eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.ц}}^2}, \quad (1.18)$$

где $\eta_{\text{гм.н}}$, $\eta_{\text{гм.ц}}$ — гидромеханический КПД насоса и гидроцилиндра.

Скорости жидкости (м/с) по принятым диаметрам d_i :

$$V_i = 4Q_{\text{н}} / (\pi d_i^2). \quad (1.19)$$

Число Рейнольдса в i -й гидролинии:

$$\text{Re}_i = V_i d_i / v, \quad (1.20)$$

где ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости при установившейся в гидросистеме температуре, $\text{м}^2/\text{с}$.

При ламинарном режиме течения жидкости ($\text{Re} < 2300$) коэффициент гидравлического трения находят по формуле $\lambda_i = 75/\text{Re}_i$, а при турбулентном режиме $\lambda_i = 0,3164 \cdot \text{Re}_i^{-0,25}$.

Суммарные потери давления в i -й гидролинии (Па):

$$\Delta p_i = \left(\lambda_i \frac{L_i}{d_i} + \sum \xi_i b_i \right) \frac{V_i^2 \rho_i}{2}, \quad (1.21)$$

где L_i и d_i — длина и диаметр i -й гидролинии, м; $\sum \xi_i$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений; b_i — поправочный коэффициент, учитывающий влияние вязкости рабочей жидкости на местные потери; ρ_i — плотность рабочей жидкости (зависит от температуры).

Площадь теплоотдачи бака (форма — параллелепипед):

$$S_6 = 6,5 \sqrt[3]{V_6^2}, \text{ м}^2. \quad (1.22)$$

Площадь теплоизлучающей поверхности гидропривода:

$$S_{\text{т.п}} = \alpha S_6, \text{ м}^2,$$

где α — поправочный коэффициент для бульдозеров (см. табл. П1.35).

Суммарную площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода можно найти по следующей эмпирической зависимости [18]:

$$S_{\text{т.п}} = 0,14 \cdot \sqrt[3]{V_6^2}, \text{ м}^2. \quad (1.23)$$

Среднее значение мощности тепловой энергии $N_{\text{тз}}$, выделяемой гидроприводом в рабочем режиме за технологический цикл при заданной нагрузке с учетом режима работы машины:

$$N_{\text{тз}} = N_{\text{н}}(1 - \eta)k_{\text{н}}k_{\text{д}}, \text{ Вт}, \quad (1.24)$$

где η — общий КПД гидропривода (можно принимать 0,7); N_h — потребная мощность привода насоса для обеспечения работы гидродвигателей под заданной нагрузкой ΣR_{pc} , Вт; k_h , k_d — коэффициенты продолжительности работы под нагрузкой и использования номинального давления (табл. П1.34).

Установившаяся температура рабочей жидкости в гидроприводе при заданной температуре окружающей среды $t_{max,b}$, °C:

$$t_{уст} = \frac{N_{тэ}}{S_{тп} k} + t_{max,b}, \text{°C}, \quad (1.25)$$

где k — коэффициент теплопередачи в окружающую среду, для гидросистем тракторов $k = 13,5\dots17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$; в проектировочном расчете можно принимать $k = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ [18].

Если полученная по расчету $t_{уст}$ превышает допустимую по условию нормальной эксплуатации [$t_{max,рж} = 70^\circ\text{C}$], то увеличивают площадь теплоотдающих поверхностей гидропривода за счет оребрения гидробака или в гидросистеме устанавливают теплообменник.

Потребная площадь рабочей поверхности теплообменника:

$$S_t = \frac{N_{тэ}}{(t_{уст} - t_{max,b}) k_t} - \frac{S_{т.п} k}{k_t}, \text{ м}^2, \quad (1.26)$$

где k_t — коэффициент теплоотдачи теплообменника, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$, в условиях принудительного обдува определяется в зависимости от скорости воздуха V_b : при скорости воздуха более 5 м/с $k_t = 7,5 V_b^{0,78} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ [3]; $t_{уст}$ — назначенная при проектировании установившаяся температура жидкости в гидроприводе (баке), например $t_{уст} = 60\dots70^\circ\text{C}$; $t_{max,b}$ — максимальная температура воздуха (дано), $t_{max,b}$, °C.

Коэффициент теплоотдачи k_t $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ может быть принят для гидроприводов автогрейдеров — 36…39, бульдозеров — 35…37, ковшовых погрузчиков — 38…40,5, экскаваторов — 40…42 [19].

Если выбранная площадь теплообменника отличается от расчетной площади S_t , то определяют следующее значение установившейся температуры $t_{уст}$, соответственно увеличив значение $S_{т.п}$ на величину S_t :

$$t_{уст} = \frac{N_{тэ}}{S_{тп}k + S_t k_t} + t_{max\text{ в}}, ^\circ\text{C}. \quad (1.27)$$

При выборе теплообменника учитывают его гидросопротивление в сливной магистрали [45].

Внутренний диаметр цилиндра при заданной нагрузке R_{nc} :

$$D \approx \sqrt{\frac{4R_{nc}}{\pi \eta_{ГМ.п} \Delta p_{nc}}}, \text{ м}, \quad (1.28)$$

где Δp_{nc} — перепад давления в цилиндре при работе под нагрузкой при установившейся температуре жидкости в гидросистеме.

Минимальная толщина стенки δ_{min} (м) гидроцилиндра:

$$\delta_{min} = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_{max}(1-2\mu)}{[\sigma_p] - p_{max}(1+\mu)}} - 1 \right], \quad (1.29)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра; p_{max} — давление срабатывания предохранительного клапана в гидросистеме равное $(1,1\dots 1,3)p_{ном}$; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение материала цилиндра на продольный разрыв под действием внутреннего давления, Па: принимается равным $0,3\sigma_b$, где σ_b — предел прочности материала; μ — коэффициент поперечной деформации, для стали — 0,29.

К полученной толщине стенки δ_{min} цилиндра прибавляется припуск на механическую обработку (обычно 0,5...1,0 мм).

Минимальная толщина стенки напорного трубопровода (м):

$$\delta_{min} \approx \frac{p_{max} d_h}{2[\sigma_p]}, \quad (1.30)$$

где d_h — наружный диаметр напорного трубопровода, м.

1.1. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ И ПЕРЕЛИВНОЙ КЛАПАНЫ

Предохранительные клапаны ограничивают давление рабочей жидкости в системе сверх заданного путем однократного отвода жидкости на слив в гидробак. Их регулируют на давление, превышающее номинальное на 10...20%. При давлении в системе ниже заданного клапан надежно запирает проход рабочей жидкости в полость низкого давления. Типы запорно-регулирующих элементов этих клапанов: шариковые, конусные, золотниковые (плунжерные) и тарельчатые. Если поток жидкости непосредственно воздействует на запорно-регулирующий элемент, то клапан является аппаратом *прямого действия*.

Предохранительный клапан *прямого действия* с запорно-регулирующим элементом золотникового типа изображен на рисунке 1.1. Рабочая жидкость подводится в полость Н, при превышении давления в гидролинии выше давления настройки клапана золотник 8 сжимает пружину 5, открывая проход жидкости через полость С в сливную линию. Настройка клапана осуществляется пробкой 4.

Считается, что при высоком давлении в напорной гидролинии диаметр затвора таких клапанов ограничен размером до 25 мм, так как при больших размерах недопустимо растут усилия пружин клапанов. Для снижения требуемого усилия пружины при заданном давлении срабатывания клапана высоконапорных линий применяют 2-ступенчатые клапаны *непрямого действия* — поток жидкости воздействует на вспомогательный

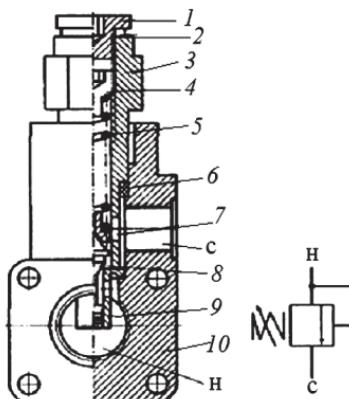


Рис. 1.1
Предохранительный клапан
автокрана КС-45717 и его
обозначение на схемах:

1, 4 — пробки; 2 — шайба; 3 — стакан;
5 — пружина; 6 — уплотнитель; 7 —
тарелка; 8 — золотник; 9 — втулка;
10 — корпус; Н — напор; С — слив.

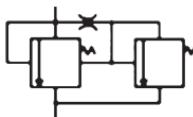


Рис. 1.2
Предохранительный
2-ступенчатый
клапан непрямого
действия

золотник и только после его срабатывания открывается основной запорно-регулирующий элемент (рис. 1.2).

Переливные клапаны — поддерживают постоянное давление в гидросистеме путем непрерывного отвода части рабочей жидкости на слив в бак. Они подобны предохранительным клапанам, но в отличие от них имеют большие размеры рабочих окон, так как работают непрерывно, а их запорный элемент обычно выполняется плунжерным.

1.2. РЕДУКЦИОННЫЙ, ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЙ, ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ КЛАПАНЫ И КЛАПАН «ИЛИ»

Редукционный клапан поддерживает постоянное давление рабочей жидкости на его выходе p_2 независимо от давления на входе p_1 . Обозначение клапана *прямого действия*, в котором давление на выходе p_2 зависит от усилия сжатия пружины, приведено на рисунке 1.3.

Клапан понижает давление жидкости, при этом давление на его входе превышает давление на выходе обычно на 0,2...0,3 МПа.

Пропорциональный клапан (рис. 1.4) поддерживает постоянное отношение давлений рабочей жидкости на входе и выходе p_1/p_2 .

Дифференциальный клапан (напорный золотник) поддерживает постоянный перепад давления жидкости $\Delta p = p_1 - p_2$ в гидролинии. Требуемая постоянная разность давлений между его входом и выходом устанавливается регулировкой силы сжатия пружины (рис. 1.5).

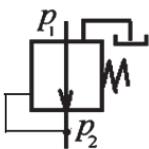


Рис. 1.3
Обозначение редукционного клапана прямого действия ($p_2 < p_1$)

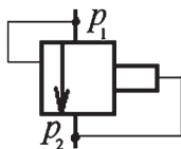


Рис. 1.4
Условное обозначение пропорционального клапана

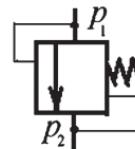


Рис. 1.5
Условное обозначение дифференциального клапана

В гидролиниях управления машин применяется клапан с логической функцией «ИЛИ» (рис. 1.6).

Перемещение давлением рабочей жидкости шарикового клапана открывает ей путь на выходе Y из клапана только от одной из двух рабочих линий X_1 или X_2 , вторая линия при этом закрыта шариком.



Рис. 1.6
Условное обозначение клапана с логической функцией «ИЛИ»:
 X_1 , X_2 — входные сигналы от рабочих гидролиний; Y — выходной сигнал.

1.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ

Гидравлический дроссель создает гидравлическое сопротивление Δp_{dp} за счет изменения проходного сечения S_{dp} потока рабочей жидкости. Дроссели ограничивают подачу рабочей жидкости к исполнительному органу гидродвигателя для регулирования скорости его возвратно-поступательного или вращательного движения.

Расход Q_{dp} и давление жидкости изменяются в результате ее прохождения через местное (регулируемое или нерегулируемое) сопротивление ζ_{dp} . При этом часть расхода жидкости Q_h , поступающей от насоса, отводится через переливной клапан в сливную магистраль.

По типу запорного элемента дроссели подразделяются на игольчатые, золотниковые, тарельчатые, щелевые и пластинчатые.

На рисунке 1.7 изображен линейный регулируемый дроссель *вязкостного сопротивления*. Потеря давления Δp_{dp} в нем преимущественно определяется трением жидкости в дроссельном канале сравнительно большой длины и малого сечения при ламинарном течении, т. е. гидросопротивление является практически линейной функцией скорости жидкости $V_{dp} = Q_{dp}/S_{dp}$ и зависит от температуры.

Подобные дроссели обладают стабильностью харак-

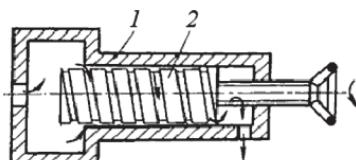


Рис. 1.7
Линейный регулируемый дроссель:
1 — корпус; 2 — винт.

теристики. Регулирование их сопротивления осуществляется изменением длины дроссельного канала, путем ввинчивания или вывинчивания винта 2.

Нелинейные дроссели (вихревого сопротивления) Δp_{dp} определяются деформацией потока жидкости и ее вихреобразованием в канале малой длины. Они представляют собой многоступенчатые дроссели, содержащие несколько последовательно расположенных дроссельных шайб (пакет шайб). Их принцип действия основан на многократном сужении и расширении потока рабочей жидкости.

В дросселях этого типа изменение гидросопротивления Δp_{dp} происходит практически пропорционально

квадрату скорости потока жидкости V_{dp} , поэтому такие дроссели называют *квадратичными*. Диаметр дросселирующего отверстия должен быть не менее 0,3 мм, так как иначе возможно засорение загрязнениями жидкости.

Несмотря на невысокий КПД, дроссельное регулирование является наиболее простым и дешевым способом изменения скорости перемещения рабочих органов машин при небольших мощностях привода насоса (обычно до 5 кВт) и расходах рабочей жидкости.

Регулируемые дроссели с *обратным клапаном* предназначены для ограничения потока рабочей жидкости в одном направлении и свободного пропускания его в другом направлении (рис. 1.8).

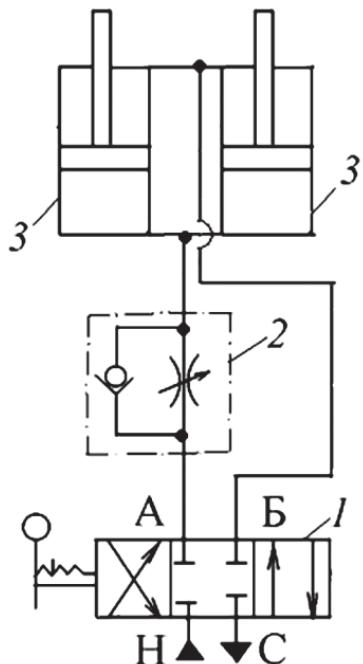


Рис. 1.8

Пример установки дросселя с обратным клапаном 2 для ограничения скорости обратного хода штока:

1 — распределитель; 3 — гидроцилиндры; А, Б — рабочие отводы; Н, С — напорная и сливная гидролинии.

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно
в интернет-магазине
«Электронный универс»
e-Univers.ru